VISIT…

LANZAROTE
Caliente.com

В. Я. РЫЖКИН

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ



В. Я. РЫЖКИН

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Издание второе, переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции»



«ЭНЕРГИЯ»
МОСКВА 1976

ПРЕДИСЛОВИЕ

В энергетике и технике тепловых электростанций произошли значительные изменения со времени выхода в свет в 1967 г. предыдущего издания данной книги.

Единичная мощность агрегатов и энергоблоков в СССР возросла существенно, основными становятся энергоблоки 500 и 800 МВт вместо 200 и 300 МВт.

Мощность отдельных электростанций возросла с 1—2 до 4—6 тыс. МВт. На мощных конденсационных электростанциях и наиболее крупных отопительных ТЭЦ устанавливаются, как правило, моноблоки вместо ранее применявшихся дубль-блоков. Шире используют мазут и газ в качестве топлива ТЭС.

Новые технические решения применяют в тепловых схемах ТЭС, включая в них подогреватели смешивающего (контактного) типа, охладители пара регенеративных отборов, приводные турбины питательных насосов, турбовоздуходувки парогенераторов под наддувом, предварительный подогрев воздуха.

Укрупняется вспомогательное оборудование мощных агрегатов, сокращается число параллельных линий главных трубопроводов. Появились новые типы компоновок главного корпуса конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей. Резко повысились требования к охране воздушного и водного бассейнов.

Новые решения появились в техническом водоснабжении, топливном и зольном хозяйствах электростанций.

Возросло значение переменных режимов работы энергоблоков и электростанций, совершенствуются методы пуска и остановки агрегатов и энергоблоков.

Вместе с тем продолжалась разработка вопросов теории тепловых электростанций, совершенствовалась методика преподавания соответствующего курса.

Все указанное потребовало значительной переработки книги, она фактически написана заново. В новом издании применена система единиц физических величин (СИ), что потребовало, в частности, изменения обозначений ряда величин по сравнению с предыдущим изданием.

Книга предназначается в качестве учебника по курсу «Тепловые электрические станции» для теплоэнергетических специальностей энергетических и политехнических институтов. Она может быть использована также для изучения ряда вопросов некоторых специальных дисциплин.

В составлении учебника, кроме автора, в течение многих лет читающего курс «Тепловые электрические станции» в Московском энергетическом институте, приняли участие преподаватели МЭИ: С. В. Цанев (гл. 13, § 14-2 и 16-2); И. Н. Тамбиева (§ 12-6 и 14-1); главные специалисты Теплоэлектропроекта: А. А. Фрейдберг (гл. 18), В. В. Игнатов и И. Л. Файгенбойм (гл. 19), а также С. М. Шухер (главы 20 и 21), Б. В. Рыжкин (§ 23-4) и Л. С. Горностаев (§ 24-4). Остальные главы 1—12, 15—17, 22—25 (за исключением указанных выше параграфов), написаны В. Я. Рыжкиным (§ 6-1 при участии И. Н. Тамбиевой, § 25-3—С. В. Цанева).

Автор приносит благодарность рецензенту — коллективу кафедры Тепловых электрических станций Уральского политехнического института (доценту Д. С. Жевахову и другим) за ценные рекомендации, сотрудникам МЭИ С. В. Цаневу, И. Н. Тамбиевой и Л. С. Коротковой за помощь в оформлении рукописи книги.

Особую благодарность автор приносит постоянному научному редактору книги С. М. Шухеру за высококвалифицированное редактирование книги.

Автор

ЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

1-1. ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Электрические станции и энергосистемы

Электрическая станция — энергетическая установка, служащая для преобразования природной энергии в электрическую. Тип электрической станции определяется прежде всего видом природной энергии. Наибольшее распространение получили *тепловые* электрические станции (ТЭС), на которых используется тепловая энергия, выделяемая при сжигании органического топлива (уголь, нефть, газ и др.). На тепловых электростанциях вырабатывается около 76% электроэнергии, производимой на нашей планете. Это обусловлено наличием органического топлива почти во всех районах нашей планеты; возможностью транспорта органического топлива с места добычи на электростанцию, размещаемую близ потребителей энергии; техническим прогрессом на тепловых электростанциях, обеспечивающим сооружение ТЭС большой мощности; возможностью использования отработавшего тепла рабочего тела и отпуска потребителям, кроме электрической, также и тепловой энергии (с паром или горячей водой) и т. п.

Тепловые электростанции получили развитие с 80-х годов XIX века, в современном виде — с 20-х годов XX века.

В 50-х годах нашего века появился новый тип электростанций — *атомные* (АЭС), использующие тепловую энергию, получаемую при делении ядра атома урана («ядерное горючее»).

В настоящее время производство электроэнергии на АЭС составляет не многим более 3% всей выработки, однако к концу века оно станет соизмеримым с производством энергии на ТЭС, использующих органическое топливо.

Большое значение имеют *гидравлические* электростанции (ГЭС), использующие энергию падения водных потоков и вырабатывающие в настоящее время около 21% всей электроэнергии. Преобразование энергии на ГЭС имеет то преимущество, что материальный носитель энергии — вода не уничтожается подобно органическому топливу, а сохраняется в природе. Однако дальнейшее широкое развитие ГЭС ограничивается тем, что водные ресурсы в развитых странах и районах, например в европейской части территории СССР, почти полностью использованы. Гидростанции требуют больших капитальных затрат на гидротехнические сооружения (высокие плотины и др.), но небольших эксплуатационных расходов (малое количество персонала, автоматизация работы); электроэнергия, вырабатываемая на ГЭС, наиболее дешевая.

В настоящее время в СССР осваивается опытно-промышленная установка с *магнитогидродинамическим* генератором (МГД-генератором). На этих установках электроэнергия получается из высокотемпературного и ионизированного потока газа (плазмы) в магнитном поле. Первоисточником энергии может служить органическое топливо или ядерное горючее.

Таким образом, основное промышленное значение имеют ТЭС, АЭС, ГЭС.

Местное значение могут иметь электростанции, использующие энергию воздушных потоков — *ветровые* электростанции с мощностью по несколько МВт; солнечного излучения — *гелиоэлектростанции*; приливов и отливов океанской воды приливные (ПЭС) с мощностью по несколько сот тысяч и более миллиона кВт (разновидность ГЭС); тепловую энергию подземных термальных вод — *геотермические* электростанции с общей возможной

мощностью до 60 ГВт; *разность температур воды* на поверхности и в глубине океана — для производства электроэнергии; у берегов Африки испытаны два таких агрегата мощностью по 3,5 МВт, построенных французскими инженерами.

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) потребляют электроэнергию в периоды малых нагрузок (ночью) и производят ее в периоды максимальных нагрузок.

Надежды возлагаются на получение к концу XX века электроэнергии на основе реакции термоядерного синтеза.

Электростанции объединяются в *электроэнергетическую систему,* включающую также установки, потребляющие электроэнергию, электрические линии, связывающие их с электростанциями, электрические распределительные устройства с повышающими и понижающими напряжение тока электротрансформаторами.

Дальний транспорт электроэнергии (на сотни и даже тысячи километров) осуществляется по линиям электропередачи (ЛЭП) высокого напряжения (100—750 кВ, в дальнейшем до 1,5 тыс. кВ и выше); ближний транспорт — по линиям электропередачи меньшего напряжения (до 100 кВ) или по электрическим кабелям (в основном в городских распределительных электросетях).

Электростанции, линии электропередачи, подстанции, установки, потребляющие электроэнергию, связаны между собой общим режимом непрерывного процесса производства, распределения и потребления электрической энергии.

Отдельные электроэнергетические системы соединяются между собой линиями связи для перетоков электрической энергии и образуют объединенные электроэнергетические системы (ОЭС). В СССР завершено создание Единой электроэнергетической системы европейской части СССР и продолжается создание Единой электроэнергетической системы (ЕЭС) всей страны, включая западные и восточные ее районы. Возможно также объединение электроэнергетических систем различных стран. Такие объединения имеются между Советским Союзом и соседними социалистическими странами, между отдельными странами Западной Европы.

Объединение электростанций в энергосистемы повышает надежность и экономичность энергоснабжения. Использование резервной мощности отдельных электростанций в других районах энергосистемы позволяет уменьшить общий резерв и повышает надежность энергоснабжения. Разновременность максимума нагрузки в районах с различной географической долготой снижает суммарный (совмещенный) максимум нагрузки и необходимую рабочую мощность электростанций в энергосистеме. Возможность рационального распределения нагрузки между электростанциями и энергосистемами способствует экономии топлива. В энергосистемы входят также теплоснабжающие установки и тепловые сети.

Энергетическое хозяйство включает установки для производства, передачи и использования электрической и тепловой энергии. Энергетическое хозяйство связано непосредственно с топливным и транспортным хозяйством, включающим устройства для добычи, переработки и транспорта топлива.

Топливное и энергетическое хозяйства совместно образуют *топливно-энергетическое хозяйство.* Правильное построение топливно-энергетического баланса — одна из важнейших народно-хозяйственных задач страны, от успешного решения ее зависит развитие промышленности и сельского хозяйства, осуществление технического прогресса, материальное и культурное благосостояние населения.

Энергетика — одна из основных ведущих отраслей народного хозяйства.

Энергетика мира

По материалам IX конгресса (США, 1974 г.) Мировой энергетической конференции (МИРЭК) с 1950 по 1970 г. во всем мире потребление энергии всех видов возросло в 2,5 раза и достигло 8 млрд. т условного топлива, а электроэнергии — в 5 раз. Среднегодовой прирост потребления энергии за третью четверть нашего века составил 4,8%.

Структура топливно-энергетического баланса за последние 150 лет претерпела резкие изменения. В начале этого периода потребление древесного топлива достигло максимума и составило около 43%, потребление угля 20%, достигнув максимума (52%) в 20-е годы нашего века. Максимум потребления нефти (45%) и газа (20%) ожидается соответственно в 1980 г. и в конце 80-х годов, потребление ядерной энергии к концу века возрастет до 16% (по другим данным — до 25%).

Доля нефтегазового топлива в США достигла 80%, а в Японии еще выше.

Рост населения и потребность в энергии, по некоторым прогнозам, таковы:

Год	Население, млн. чел.	Потребность в энергии, млрд. т условного топлива	Удельное потребление энергии в условном топливе, кг/(чел·год)
1975	3796	8,8	2320
1990	4600	17,0	3700
2000	5200	25,0	4800

При условии более рационального использования потребление энергии и доля различных видов ее, по оценкам специалистов СССР, ожидаются такими:

Год	Потребление энергоресурсов, млрд. т условного топлива	Доля в общем потреблении, %			
		уголь	нефть и газ	гидроэнергия	атомная энергия
1980	10—11	18	65	3	14
2000	22	15	58	2	25

В ближайшие годы возрастет потребление на электростанциях твердого топлива. Так, в США предполагается перевод к 1980 г. на уголь с жидкого топлива 140 крупных электростанций.

Мировые запасы твердого топлива оцениваются свыше 10 000 млрд. т, в том числе:

Страна, регион	Общие запасы, млрд. т
СССР	5713
США	2926
КНР	1011
Канада	109
Европа (без СССР)	608
Другие страны	388

Более 90% мировых запасов угля находится в четырех странах: СССР, США, КНР и Канаде.

Мировые «достоверные» запасы нефти составляют около 91 млрд. т, обеспечивая потребности человечества всего на 30 с небольшим лет. Можно полагать, что новые месторождения увеличат этот срок. В частности, нефть имеется в нефтеносных песках и сланцах, под дном морей и океанов.

Запасы природного газа составляют, км^3: во всем восточном полушарии 40 208, во всем западном 12 238, во всем мире 52 446, в Европе (включая СССР) 21 757, в Северной Америке 10 649.

Изучается возможность использования водорода как энергетического топлива, сжигаемого без загрязнения окружающей среды и удобно транспортируемого по трубопроводам.

Теоретический гидроэнергетический потенциал мира оценивается примерно в 80 000 млрд. кВт·ч, экономический — около 16% теоретического. ГЭС получат значительное распространение в странах Южной Америки. В Европе и Северной Америке предполагается сооружение гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС).

Экономичные запасы окиси урана U_3O_8 стоимостью до 39 долл. за 1 кг оцениваются в количестве (без социалистических стран) 5 млн. т, общие запасы — значительно больше.

Предполагаемое использование энергии прочих видов (энергии приливов, геотермальной, солнечной) незначительно. Мощность геотермальных электростанций достигла в настоящее время около 1000 МВт, в том числе в США 400 МВт, в Италии 380 МВт, в Новой Зеландии 192 МВт. В СССР работает такая электростанция.

Таблица 1-1

Страны и континенты	Производство электроэнергии в мире в 1973 г., млрд. кВт·ч			
	ТЭС	ГЭС	АЭС	Всего
Весь мир	4678	1275	194	6147
СССР	779,0	124,0	12,0	915,0
Социалистические страны Европы	303,1	31,9	0,6	335,6
Западная Европа	956,9	336,5	75,6	1369,0
Северная Америка	1793,0	506,0	92,0	2391,0
Латинская Америка	92,6	75,8	—	168,4
Азия	595,0	163,4	14,0	772,4
Африка	92,0	18,0	—	110,0
Океания	66,2	19,4	—	85,6
США	1712,0	310,0	78,0	2100,0
Япония	367,0	86,0	12,0	465,0
ФРГ	266,4	18,2	14,2	298,8
Англия	251,5	4,5	26,0	282,0
Франция	116,1	47,7	16,2	180,0
Канада	62,0	186,0	14,0	262,0

Таблица 1-2

Показатели	Прогноз потребления электроэнергии и мощности электростанций в мире, в годы			
	1980	1985	1990	2000
Потребление электроэнергии, млрд. кВт·ч	9250	13 000	17 000	30 000
Установленная мощность электростанций, млн. кВт.	2140	3 000	4 000	7 000

На производство электроэнергии расходуется около 30% добываемых в мире энергоресурсов. Данные о производстве электроэнергии в мире в 1973 г. и прогноз потребления электроэнергии и установленной мощности электростанций в мире на 1980—2000 гг. приведены в табл. 1-1 и 1-2.

Среднее потребление электроэнергии на душу населения составило в 1973 г. 1600 кВт·ч.

Энергетика и электрификация СССР

Развитие энергетики и тепловых электростанций в нашей стране в широких масштабах началось после Великой Октябрьской социалистической революции. По указанию В. И. Ленина специальной комиссией, возглавляемой Г. М. Кржижановским, в 1920 г. был разработан на научной основе план развития энергохозяйства России — план ГОЭЛРО,

положивший *электрификацию* страны в основу развития ее народного хозяйства и построения нового — социалистического общества.

В результате успешного досрочного выполнения плана ГОЭЛРО и последующих планов развития народного хозяйства энергетика СССР в течение ряда лет занимает второе место в мире после США. За указанный период производство электроэнергии в СССР возросло в сотни раз, превышая суммарное производство электроэнергии в Англии, Франции, ФРГ и Австрии.

В СССР преобладает потребление электроэнергии промышленностью, однако наибольший относительный прирост наблюдается в сельском хозяйстве и коммунальном хозяйстве городов (табл. 1-3).

Таблица 1-3

Отрасль народного хозяйства	Потребление электроэнергии в СССР, %: к итогу, по годам 1960	1970	1975	1975 к 1970
Промышленность	64,57	59,11	56,82	138,8
Строительство	3,05	2,03	1,76	125,3
Транспорт	6,04	7,34	7,05	138,8
Сельское хозяйство	3,40	5,20	7,05	194,5
Коммунально-бытовые нужды городов	10,44	10,94	11,68	152,8
Собственный расход электростанций и потери в сетях	12,49	14,68	14,62	143,8
Итого	99,99	99,30	98,94	143,9
Экспорт	0,01	0,70	1,06	218,1
Всего	100,0	100,00	100,00	144,4

Процентное изменение потребления топлива и различных его видов электростанциями СССР за 1960—1965—1970 гг. таково:

Виды топлива, потребляемого электростанциями	1965 г. к 1960 г.	1970 г. к 1965 г.
Все виды топлива	150	137
В том числе:		
газ	312	139
жидкое топливо	257	240
уголь	116	116
торф	96	96
сланцы	225	150

Потребление различных видов топлива электростанциями СССР по годам характеризуется следующими данными, %:

Виды топлива	1960 г.	1965 г.	1970 г.	1975 г.
Газ	12,3	25,6	26	26,8
Жидкое топливо	7,5	12,8	22,5	25,1
Уголь	70,9	54,6	46,1	42,6
Торф	7	4,5	3,1	3,5
Сланцы	1	1,5	1,7	1,6
Прочие виды топлива	1,3	1	0,6	0,4
Итого	100	100	100	100

В соответствии с директивами XXIV съезда КПСС в 1971—1975 гг. введены мощности в размере 65 ГВт преимущественно путем установки крупных энергоблоков на тепловых, а также атомных электростанциях в размере 6 ГВт.

Выработка электроэнергии в СССР составила в 1974 г. 975 млрд. кВт·ч против 915 млрд. кВт·ч в 1973 г. В декабре 1975 г. выработка электроэнергии с начала этого года достигла триллиона киловатт-часов. Установленная мощность электростанций к концу 1975 г. составила 220 млн. кВт. Мощности 2 млн. кВт и выше достигли 15 тепловых электростанций. Суммарная мощность 135 энергоблоков с сверхкритическими параметрами и единичной мощностью 250 МВт и выше составила 42 млн. кВт, т. е. 54% общей мощности энергоблоков.

Удельный расход условного топлива на отпущенную электростанциями Минэнерго электроэнергию снизился в 1974 г. до 344 г/(кВт·ч), а в 1975 г. — до 340 г/(кВт·ч).

Коэффициент готовности энергоблоков 300 МВт составил в среднем 85,4%, энергоблоков 160—200 МВт 84—87,5%. На отдельных электростанциях с энергоблоками 300 МВт он достиг 88%, 200 МВт 91%, 160 МВт 93%. Успешно работают новые энергоблоки с одновальными турбинами 800 и 500 МВт, блоки 300 МВт с парогенератором под наддувом, а также парогазовая установка ПГУ-200.

Введена линия электропередачи напряжением 750 кВ между энергосистемами. Электроэнергия передается из Единой энергосистемы (ЕЭС) СССР в Народную Республику Болгарию по линии электропередачи напряжением 400 кВ.

В состав ЕЭС СССР входят объединенные энергосистемы (ОЭС) Центра, Северо-Запада (включая Кольскую энергосистему), Юга, Северного Кавказа, Закавказья, Средней Волги, Урала, Казахстана и Омская энергосистема.

Выработка электроэнергии в ЕЭС СССР составила в 1974 г. 725 млрд. кВт·ч, т. е. 75%, а включая ОЭС Сибири и Средней Азии, работавшие изолированно, 92% общего производства электроэнергии в стране.

Установленная мощность электростанций ЕЭС СССР превысила на 1 января 1975 г. 142 млн. кВт, а к концу 1975 г. 150 млн. кВт. Наиболее крупные объединенные энергосистемы имели к 1975 г. установленную мощность электростанций: ОЭС Юга — 36 млн. кВт, Центра — 28,6 млн. кВт, Урала — 24.5 млн. кВт.

Мощность электростанций с давлением пара 9,0 МПа и ниже и выработка ими электроэнергии снизились к 1974 г. соответствен-

но до 29 и 27% общих значений этих показателей. Общая мощность электростанций с энергоблоками в ЕЭС СССР повысилась к концу 1974 г. до 54%, а в ОЭС Юга — до 74%. Мощность теплофикационных турбоагрегатов с давлением пара 13 МПа и выше достигла 51% общей мощности ТЭЦ.

Введенная в 1971—1974 гг. мощность в ОЭС Центра, Северо-Запада и Юга энергоблоков 300—800 МВт и теплофикационных турбоагрегатов составила свыше 80%, а гидроэлектростанций — 6% всей введенной мощности. В 1975 г. ввод новых мощностей составил 13 млн. кВт, из которых 45% — энергоблоками 500 и 800 мВт. ОЭС Сибири присоединяется к ЕЭС СССР линиями электропередачи 500 кВ Сибирь — Казахстан — Урал, а в дальнейшем линиями электропередачи 1150 кВ переменного и 1500 кВ постоянного тока.

XXV съездом КПСС установлены следующие «Основные направления развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы» в области энергетики: обеспечить в 1980 г. производство 1340—1380 млрд. киловатт-часов электроэнергии, ввести в действие мощности на электростанциях в размере 67 — 70 млн. киловатт, в том числе на атомных — 13—15 млн. киловатт. Продолжить строительство тепловых электростанций мощностью по 4—6 млн. киловатт с установкой энергетических блоков единичной мощностью 500 и 800 тыс. киловатт, атомных электростанций с реакторами единичной мощностью 1 — 1,5 млн. киловатт. Снизить удельный расход топлива на электростанциях в 1980 г. до 325—328 граммов на киловатт-час отпущенной электроэнергии.

Нет сомнения, что энергетики нашей страны с честью выполнят эти почетные задания.

Теплоснабжение и теплофикация

Важным направлением в энергохозяйстве страны является *теплофикация*, т. е. комбинированное снабжение потребителей электрической и тепловой энергией, с использованием отработавшего тепла паровых турбин электростанций — *теплоэлектроцентралей* (ТЭЦ).

На выработку электрической энергии, а также тепла низкого и среднего потенциала в СССР расходуется более 50% добываемых в стране топливно-энергетических ресурсов. Отпуск тепла теплоэлектроцентралями (ТЭЦ) страны составил в 1973 г. более 3,3 млрд. ГДж, ТЭЦ общего пользования (системы Минэнерго СССР) — свыше 2,6 млрд. ГДж (в том числе 2 млрд. ГДж отработавшего тепла).

Суммарная мощность теплофикационных турбин ТЭЦ страны составила в 1973 г. 53 млн. кВт, ТЭЦ общего пользования — около 44 млн. кВт, или около 32% мощности ТЭС, равной 138 млн. кВт. К концу 1975 г. мощности ТЭЦ составили 59 млн. кВт. Теплофикационными турбинами было выработано в 1973 г. 237,4 млрд. кВт·ч, или 32,7% выработки электроэнергии на ТЭС; на тепловом потреблении было выработано 139,4 млрд. кВт·ч, или 58,7% выработки электроэнергии ТЭЦ.

Годовая продолжительность использования установленной мощности теплофикационных турбин составила 5400 ч. За 1970—1973 гг. отпуск тепла с паром увеличился на 14%, а с горячей водой — на 33%; доля отпуска тепла с водой составила в 1973 г. 46% всего отпуска тепла ТЭЦ. Протяженность магистральных тепловых сетей превысила 13 тыс. км.

ТЭЦ-22 Мосэнерго мощностью 1500 МВт — наиболее крупная в мире. Мощность ряда новых отопительных ТЭС составит 1000 — 1500 МВт, а отпуск тепла достигнет 12 — 16 тыс. ГДж/ч, мощность промышленно-отопительных ТЭЦ — 800—1600 МВт, а отпуск тепла 10—20 тыс. ГДж/ч.

Новые типы водогрейных котлов КВГМ имеют П-образную компоновку и дробеочистку. Подобные котлы проектируются и для твердого топлива.

Увеличение доли отпуска тепла с горячей водой способствует повышению удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении; при отпуске пара 1,2—1,4 МПа из отбора теплофикационных турбин с начальным давлением около 13 МПа она составляет примерно 75 кВт·ч/ГДж, а с давлением 0,10 — 0,15 МПа (для подогрева воды) 150 — 160 кВт·ч/ГДж.

Общая экономия условного топлива благодаря комбинированному производству электрической и тепловой энергии составила в 1973 г. около 25 млн. т условного топлива, или 11% всего расхода топлива на ТЭС; 75% этой экономии дали ТЭЦ высокого давления.

Выработка электроэнергии ТЭЦ с начальным давлением пара 13 МПа и выше составила в 1973 г. около 51% всей выработки электроэнергии ТЭЦ.

Удельный расход условного топлива (нетто) составил в 1973 г. на ТЭС 348,4, на КЭС 374,5, на ТЭЦ 291,3 г/(кВт·ч), т. е. на 83,2 г/(кВт·ч) ниже, чем на КЭС. Удельный расход условного топлива в 1973 г. на 80% ТЭЦ высокого давления был меньше 330; на 60% ТЭЦ — меньше 300; на 33% таких ТЭЦ — меньше 250 г/(кВт·ч). Наименьший среднегодовой удельный расход условного

топлива имели из промышленно-отопительных Пермская ТЭЦ-9 — 199 г/(кВт·ч), из отопительных — ТЭЦ-23 Мосэнерго — 210 г/(кВт·ч).

1-2. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ И ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

Электрическое потребление

Потребление электрической и тепловой энергии изменяется во времени: в течение суток, недели, года. Электрическая нагрузка ТЭС включает, кроме основной величины — *отпуска* энергии потребителям, *потери* электроэнергии при транспорте, а также *собственный* расход («собственные нужды») электростанции.

Графическое изображение изменения нагрузки ТЭС во времени называют *графиком нагрузки*. Наибольшее значение для энергосистем и электростанций имеют *суточные* графики нагрузок: зимний, летний, весенний и осенний, за рабочие сутки, в начале, середине и конце недели; за нерабочие сутки (рис. 1-1).

Основными потребителями электроэнергии являются промышленные, осветительные и коммунально-бытовые установки; возрастает потребление энергии электрическим транспортом (внутригородским, пригородным, дальним) и в сельском хозяйстве.

Форма суточного графика электрической нагрузки зависит в основном от времени года, соотношения электрического потребления промышленными и осветительно-бытовыми установками, от числа смен работы промышленных предприятий за сутки.

График промышленной нагрузки характеризуется *максимумом* в дневное время, когда

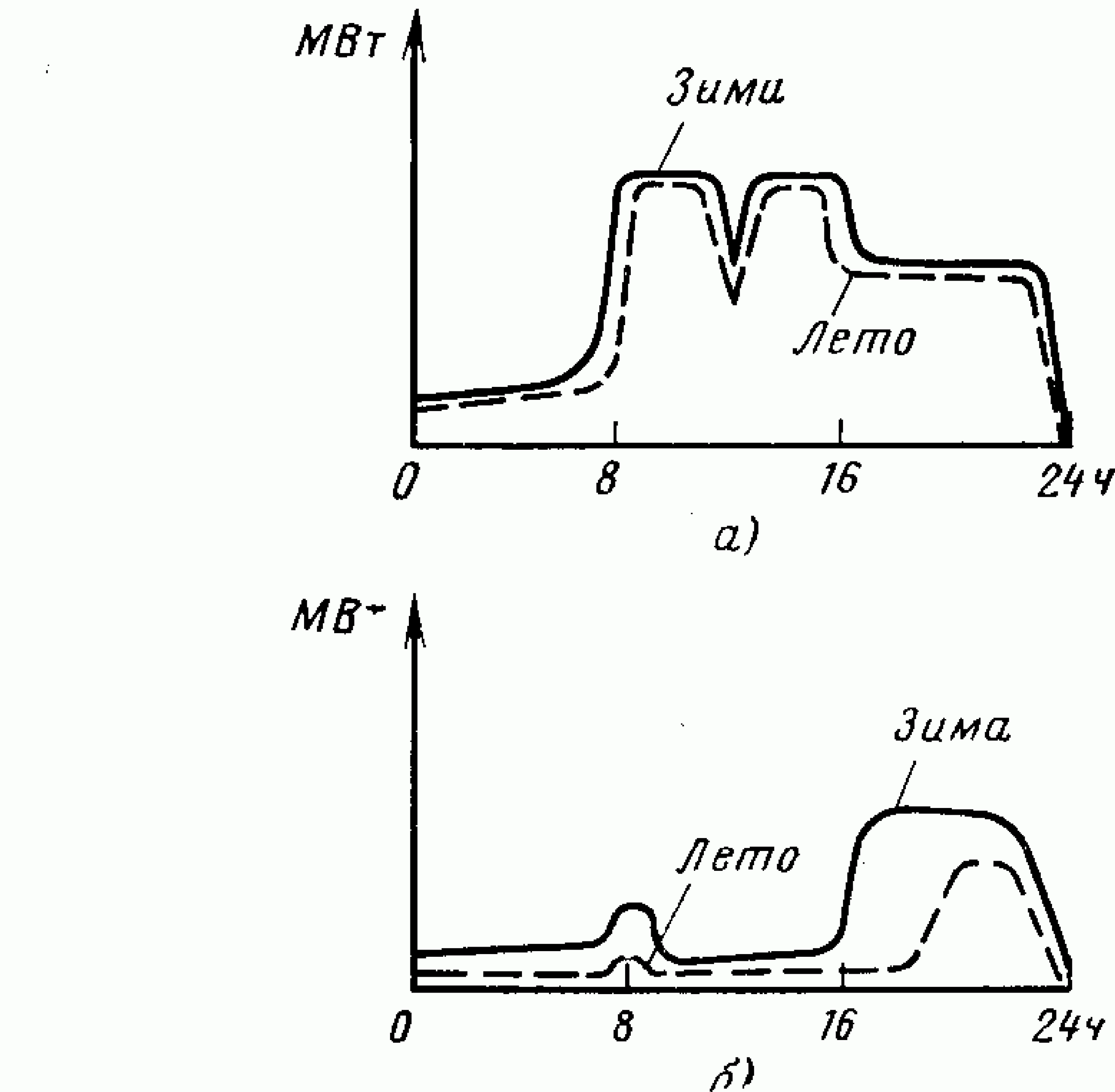


Рис. 1-1. Суточные графики электрической нагрузки.
а — промышленная нагрузка; *б* — осветительно-бытовая нагрузка.

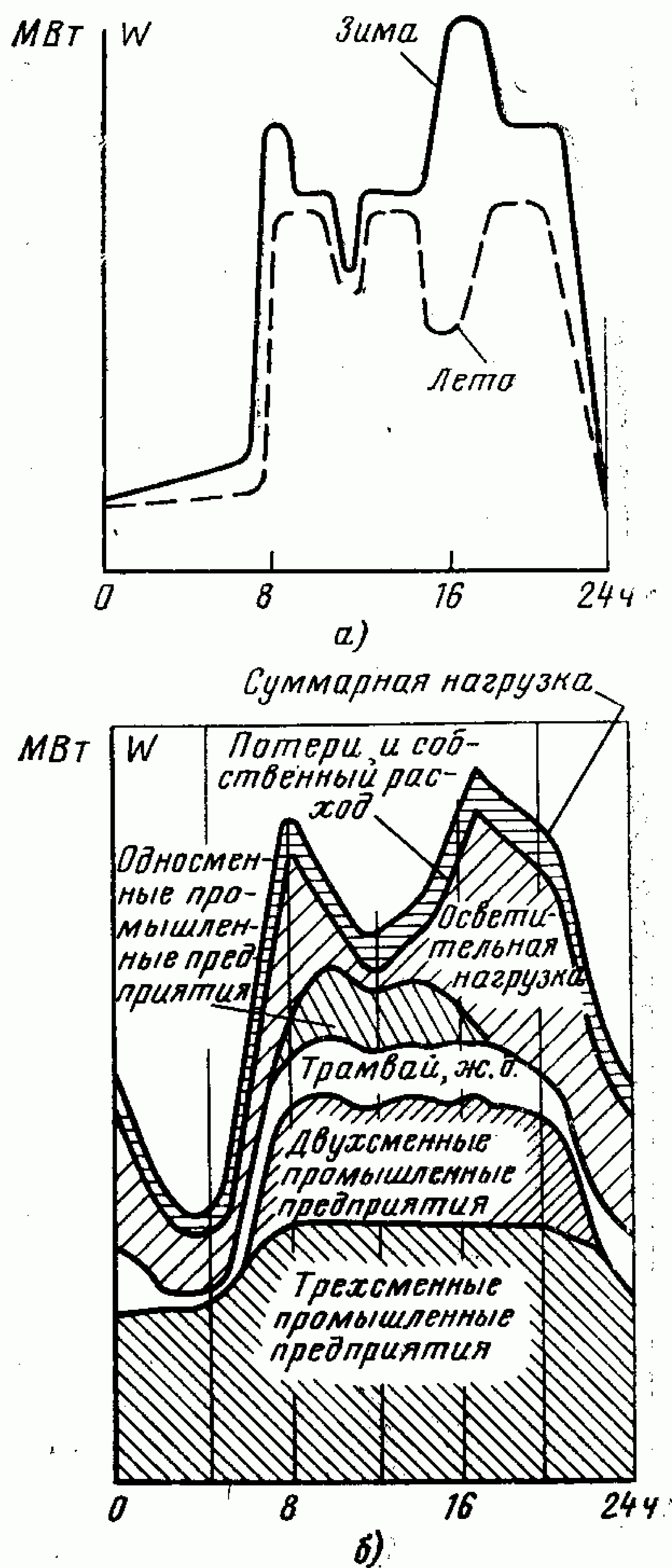


Рис. 1-2. Суточный график суммарной нагрузки.
а — зимний и летний; *б* — структура суммарной зимней нагрузки.

работают все предприятия — с одной, двумя и тремя сменами в сутки (рис. 1-1,*а*). Характерными являются: быстрый подъем нагрузки в утренние часы, максимум нагрузки в дневные часы с временным снижением ее («провал») около 12 часов дня в связи с обеденным перерывом дневной смены, значительное понижение нагрузки в ночное время.

Зимний суточный график осветительно-бытовой нагрузки имеет небольшой максимум утром, в часы перед работой, и основной максимум при наступлении темноты, около 16 часов, в декабре—январе (в средней полосе СССР), рис. 1-1,*б*.

Наиболее существенным для суточного зимнего графика суммарной электрической нагрузки является наложение (совмещение) максимумов промышленной и осветительно-бытовой нагрузки — около 16 часов, если освещение включается до окончания работы односменных предприятий (рис. 1-2,*а*). Совмещение промышленной и осветительной нагрузок

около 16 часов в зимний день определяет абсолютный максимум электрической нагрузки зимы и года. Прохождение максимума нагрузки в декабре—январе—наиболее ответственный период работы энергосистемы и электростанций. Оборудование электростанций в этот период должно быть подготовлено к работе с полной мощностью, ТЭС должны быть обеспечены запасами топлива.

Промышленная летняя нагрузка несколько ниже зимней, главным образом из-за вывода части оборудования предприятий в ремонт. Осветительно-бытовая нагрузка в летнее время имеет небольшое повышение утром, а вечерний ее максимум наступает позже — к 20—22 часам. Поэтому максимумы промышленной и осветительной нагрузок летом не совпадают по времени, и общая нагрузка после 16 часов сначала уменьшается, возрастая вновь с включением освещения.

В результате зимняя нагрузка имеет *два максимума* — утренний и вечерний, определяемый совмещением промышленной и осветительной нагрузок; соответствующий график образно называют «двугорбым» (рис. 1-2,*а*). Летняя нагрузка имеет *три максимума* — утренний, дневной (после обеденного перерыва) и вечерний, когда совмещаются нагрузки двух- и трехсменных промышленных предприятий с осветительно-бытовой. Летний график электрической нагрузки образно называют «трехгорбым».

Очевидно, весенний и осенний графики суммарной электрической нагрузки также трехгорбые, с максимумами, промежуточными между зимним и летним.

В Советском Союзе, в условиях средней полосы, зимняя максимальная нагрузка превышает максимальную летнюю. Однако летний максимум может быть и выше зимнего в условиях теплого климата и развитого кондиционирования воздуха (США).

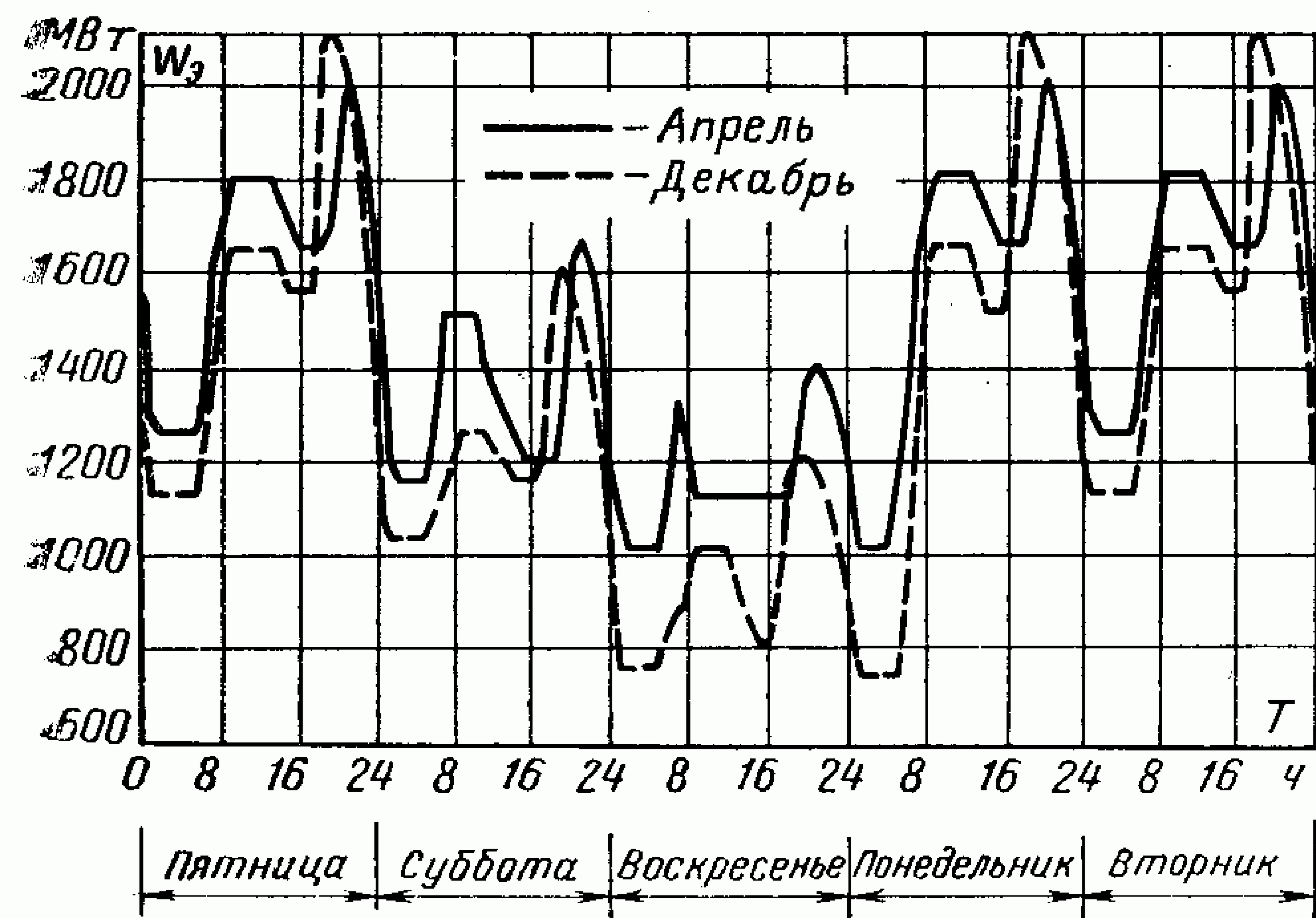


Рис. 1-3. Графики нагрузки электростанции за рабочие и нерабочие сутки.
——— — весна; — — — — — зима.

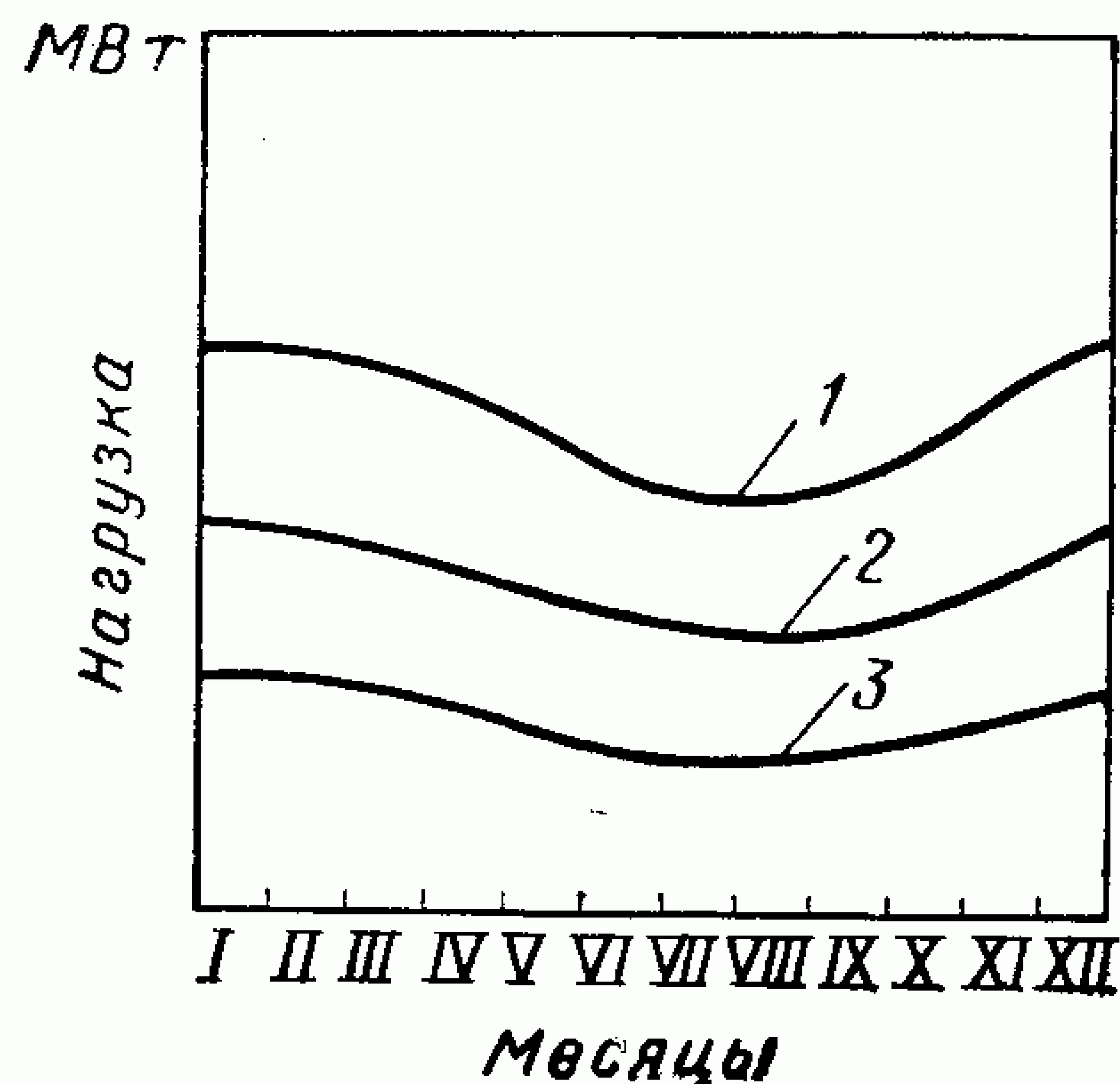


Рис. 1-4. Годовой график помесячных электрических нагрузок энергосистемы.
1 — максимальные; *2* — средние; *3* — минимальные нагрузки.

В настоящее время промышленные предприятия переходят, по возможности, от трехсменной к двухсменной и к односменной работе, увеличивается бытовое электропотребление (телевидение, электроплиты и др.). В связи с этим неравномерность суточных графиков электрического потребления, характеризуемая отношением вечернего максимума к ночному минимуму нагрузки, а также скорость утреннего подъема нагрузки возрастают.

Рост неравномерности электрической нагрузки проявляется в особенности в энергосистемах Центра и Северо-Запада европейской территории СССР и др.; еще более неравномерны графики электрической нагрузки в ряде зарубежных стран (Западная Европа и др). К электростанциям, энергоблокам и агрегатам предъявляют поэтому требования большой гибкости (маневренности и мобильности) в эксплуатации, способности быстрого набора и снятия нагрузки, быстрого пуска и остановки.

На рис. 1-2,*б* показана примерная структура нагрузки зимних суток; на рис. 1-3 — электрическая нагрузка рабочих и нерабочих суток.

Годовые графики нагрузки различают: *хронологические* (помесячные) и *продолжительности* (длительности) нагрузок.

Нанося последовательно максимальную, среднюю и минимальную нагрузки каждого месяца, получим соответственно три хронологических графика этих нагрузок (рис. 1-4). Наибольшее значение среди них имеет график максимальных нагрузок (см. § 15-1). В связи с естественным приростом электропотребления

нагрузки в конце года превышают на несколько процентов нагрузки начала года.

График *годовой продолжительности* нагрузок можно построить приближенно, используя зимний и летний суточные графики. Выбрав несколько уровней нагрузки между минимальной и максимальной, определяют продолжительность каждой из этих нагрузок в течение суток в часах. Умножая продолжительность таких нагрузок за зимние сутки на условное число зимних суток (например, 210), а продолжительность летних суточных нагрузок на остальное число (155 суток в году), получают годовую продолжительность различных нагрузок, которую изображают на соответствующем графике (рис. 1-5).

При таком построении используют ступенчатые графики нагрузок и получают соответственно ступенчатый график годовой продолжительности. В этом графике ширина каждой ступени нагрузок определяет ее продолжительность, высота — нагрузку. В плавном графике абсцисса каждой точки определяет общую продолжительность нагрузок, равных и больше данной.

Площади под суточными графиками нагрузок определяют *суточное производство* электроэнергии:

$$Э_с = \int_0^{24} W dT, \quad (1\text{-}1а)$$

где W — текущее значение нагрузки, кВт; T — время, ч.

Аналогично площадь под годовым графиком продолжительности нагрузок определяет годовое производство электроэнергии:

$$Э_г = \int_0^{8760} W dT, \quad (1\text{-}1б)$$

где 8760 — общее число часов в году (невисокосном).

В годовом помесячном (хронологическом) графике нагрузок годовое производство электроэнергии определяет лишь график *средних* нагрузок.

Тепловое потребление

Тепловая энергия отпускается теплоэлектроцентралями (ТЭЦ) двум основным видам потребителей — *промышленным и коммунальным*. В промышленности тепловая энергия используется преимущественно для технологических процессов. Тепло для этой цели отпускают обычно с перегретым паром давлением примерно 0,5—1,5 МПа. Минимальный перегрев (около 25°С) должен обеспечивать надежный транспорт пара к потребителю, подача

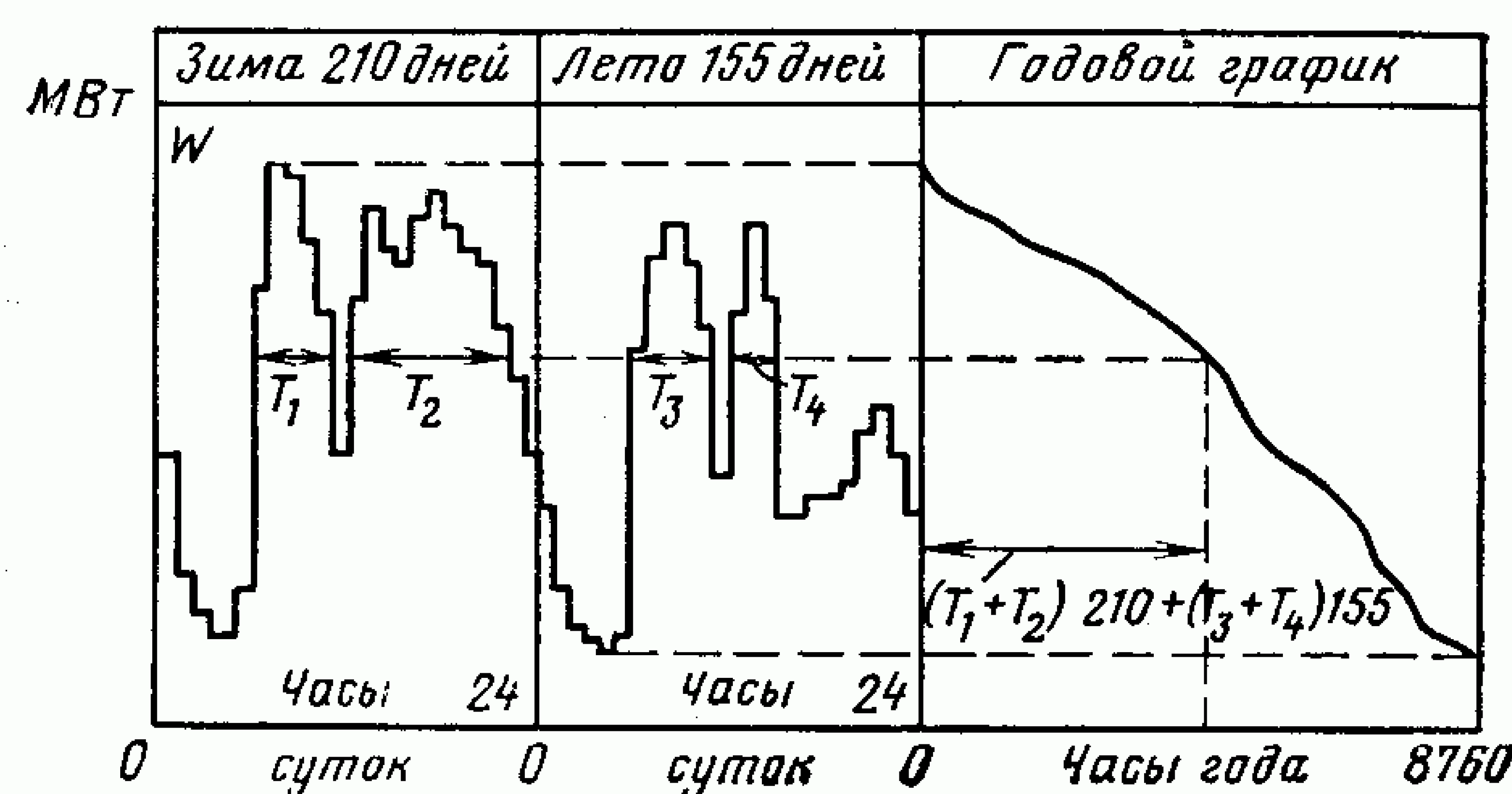


Рис. 1-5. Пример построения годового графика продолжительности электрических нагрузок.

насыщенного пара связана с опасностью гидравлических ударов в трубопроводе. Коммунальное потребление включает расход тепла на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий и на бытовые нужды. Эти виды потребления удовлетворяют горячей водой с максимальной температурой в городских тепловых сетях до 150°С. Для отопления и вентиляции производственных зданий используют часть технологического пара или же горячую воду. Вентиляцию жилых зданий осуществляют открытием оконных форточек; соответственно увеличивают отпуск тепла на отопление. Бытовые нужды включают потребление тепла коммунальными предприятиями (бани и душевые, прачечные, фабрики-кухни и др.), а также непосредственно населением (души и ванны, мытье посуды и др.).

В СССР промышленное потребление тепла пока преобладает; однако в связи с массовым жилищным строительством коммунальное потребление тепла быстро возрастает и становится соизмеримым с промышленным потреблением. Централизованное теплоснабжение потребителей с использованием тепла отработавшего пара турбин электростанций, т. е. теплофикация городов и поселков (на базе комбинированного производства и отпуска двух видов энергии — электрической и тепловой) приносит значительную экономию топлива, улучшает условия жизни населения, способствует чистоте воздушного бассейна и охране природы. Теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) играют первенствующую роль в энергоснабжении крупных городов и промышленных предприятий и имеют большое народнохозяйственное значение.

Тепловая нагрузка ТЭЦ, как и электрическая, изменяется во времени. Суточный график *промышленной тепловой* нагрузки аналогичен графику электрической промышленной нагрузки; форма этого графика определяется в основном сменностью предприятий и соотношением количеств потребляемого ими тепла

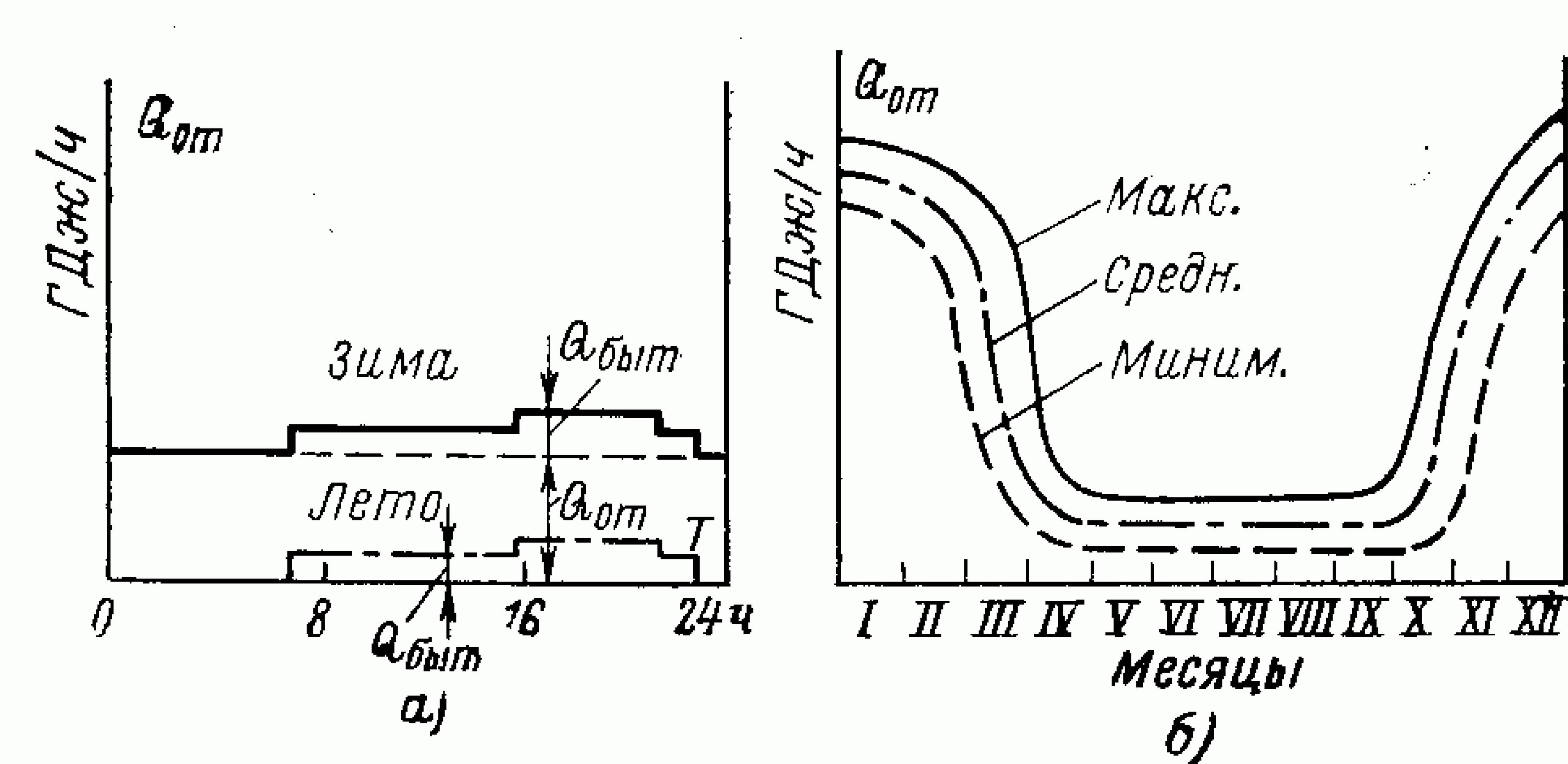


Рис. 1-6. Графики отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок.
а — суточный; *б* — годовой.

(с паром). Летнее потребление технологического пара меньше зимнего в связи с ремонтом оборудования и снижением в летнее время потерь тепла в окружающую среду. Промышленное тепловое потребление характеризуется неравномерностью в течение суток и относительной равномерностью в течение года.

Отопительно-вентиляционное потребление характеризуется суточной равномерностью и годовой неравномерностью, поскольку является сезонным (рис. 1-6). В теплое время года отопительная нагрузка отсутствует. Бытовая тепловая нагрузка (*горячее водоснабжение*) городов и поселков Советского Союза возрастает с увеличением охвата населения централизованным теплоснабжением. В настоящее время в крупных городах Советского Союза доля бытовой нагрузки (горячего водоснабжения) достигает 20—25% отопительно-вентиляционной нагрузки (максимально-часовой); за годовой период бытовая отопительная нагрузка относительно высока.

Суточный график бытового потребления тепла населением неравномерен, имея незначительный максимум утром и основной максимум в вечерние часы, в особенности в конце рабочей недели. За годовой период бытовую тепловую нагрузку принимают приближенно постоянной, снижая ее несколько в летнее время.

Наличие круглогодичной бытовой тепловой нагрузки улучшает энергетические и технико-экономические показатели ТЭЦ, так как увеличивает энергетически выгодную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Показатели режимов электрического и теплового потребления

Режимы энергопотребления и формы графиков нагрузки характеризуются соответствующими «режимными» показателями, зависящими от условий работы и существенно влияющими на выбор оборудования и технико-экономические показатели ТЭС.

Так, для суточного графика электрической нагрузки, например зимнего рабочего дня, большое значение имеют следующие показатели:

отношение минимальной ночной к максимальной дневной нагрузке

$$f_{мин} = \frac{W_{мин}}{W_{м}}$$

определяет *степень неравномерности* суточной нагрузки;

если ТЭС (энергоблок, агрегат) работает не полные сутки, а лишь часть их, $T_{раб} < 24$, то *коэффициент рабочего времени*

$$e_{сут} = \frac{T_{раб}}{24};$$

средняя нагрузка (за рабочее время)

$$W_{ср} = \frac{Э_с}{T_{раб}} = \frac{\int_0^{T_{раб}} W\,dT}{24 e_{сут}};$$

коэффициент средней нагрузки (загрузки) за рабочее время равен соответственно:

$$f_{ср} = \frac{W_{ср}}{W_{м}}.$$

Большое значение имеет *коэффициент использования максимальной нагрузки* $g_{м}$, равный отношению производимой энергии $Э_с$ к максимально возможному ее количеству, отвечающему работе в течение суток (24 часа) с постоянной максимальной нагрузкой $W_{м}$, т. е. $Э^{м}_{с} = W_{м} \cdot 24$. Таким образом,

$$g_{м} = \frac{Э_с}{Э^{м}_{с}} = \frac{W_{ср} \cdot 24 \cdot e_{сут}}{W_{м} \cdot 24} = f_{ср} e_{сут};$$

очевидно, при работе оборудования круглые сутки $T_{раб} = 24$ ч и $e_{сут} = 1$ $g_{м} = f_{ср}$.

Продолжительность времени в часах $T_{м}$, необходимую для производства заданного количества энергии $Э_с$ при постоянной работе с максимальной загрузкой $W_{м}$, называют *числом часов использования максимальной нагрузки:*

$$T_{м} = \frac{Э_с}{W_{м}} = g_{м} \cdot 24 = f_{ср} e_{сут} \cdot 24.$$

Отсюда *коэффициент использования максимума нагрузки*

$$g_{м} = \frac{T_{м}}{24}.$$

Для характеристики условий работы электростанций и их оборудования, в частности в энергосистемах, весьма важной величиной является *скорость набора электрической на-*

грузки, в особенности в утренние часы, а именно:

$$\omega = \frac{\Delta W}{\Delta T},$$

где ΔW — дополнительная нагрузка, МВт; ΔT — продолжительность набора нагрузки, мин. Так, если $\Delta W = 6000$ МВт, а $\Delta T = 60$ мин, то $\omega = 100$ МВт/мин. Это указывает на необходимость очень быстрого набора нагрузок в условиях больших энергосистем.

Для планирования работы и проектирования новых ТЭС большое значение имеют показатели за годовой период:

коэффициент средней нагрузки за рабочее время

$$f_{ср} = \frac{W_{ср}}{eW_м} = \frac{g_м}{e_г}; \tag{1-2}$$

число часов использования максимума нагрузки

$$T_м = \frac{Э_г}{W_м} = \frac{W_{ср} T_г e_г}{W_м} = g_м T_г, \tag{1-3}$$

где $T_г$ — продолжительность года в часах (8760 ч в невисокосном году).

Мощность устанавливаемых на ТЭС или в энергосистеме агрегатов (энергоблоков), так называемая *установленная мощность* $W_{уст}$, включает резерв и превышает максимальную нагрузку $W_м$ в отношении *коэффициента резерва*:

$$\rho = \frac{W_{уст}}{W_м}.$$

Соответственно годовое число *часов использования установленной мощности*

$$T_{уст} = \frac{Э_г}{W_{уст}} = \frac{Э_г}{\rho W_м} = \frac{g_м}{\rho} T_г = g_{уст} T_г, \tag{1-4}$$

где $g_{уст} = \frac{g_м}{\rho}$ — коэффициент использования установленной мощности ТЭС.

Аналогичные «режимные» показатели применяют и для тепловых нагрузок. Так, существенное значение имеет *число часов использования максимума тепловой нагрузки* в году; этот показатель составляет, ч/год:

для промышленной технологической нагрузки

$$T_{п.м} = \frac{Q_{п.г}}{Q_{п.м}} \approx \frac{D_{п.г}}{D_{п.м}}, \tag{1-5а}$$

для отопительной нагрузки

$$T_{т.м} = \frac{Q_{т.г}}{Q_{т.м}}, \tag{1-5б}$$

где $Q_{п.г}$ и $Q_{т.г}$ — соответственно годовой отпуск тепла на производство и на отопление; $Q_{п.м}$ и $Q_{т.м}$ — максимальный часовой отпуск тепла производству и на отопление; $D_{п.г}$ и $D_{п.м}$ — годовой и максимальный часовой отпуск пара на производство.

Тепло для отопления отпускают в основном из отборов теплофикационных турбин, а частично в периоды максимума (пика) нагрузок — из специальных «пиковых» водоподогревателей (водогрейных котлов). Таким образом,

$$Q_{т.м} = Q_{т.м}^{отб} + Q_{т.м}^{п.в.к}$$

и

$$T_{т.м}^{отб} = \frac{Q_{т.г}^{отб}}{Q_{т.м}^{отб}}; \quad T_{т.м}^{п.в.к} = \frac{Q_{т.г}^{п.в.к}}{Q_{т.м}^{п.в.к}};$$

индексы «отб» и «п. в. к.» относятся к отборам турбины и к пиковым водогрейным котлам (ПВК).

Чем больше доля горячего водоснабжения (круглогодового бытового потребления тепла), тем выше значения показателей $T_{т.м}$ и $T_{т.м}^{отб}$, тем экономичнее работа теплофикационной турбоустановки и ТЭЦ.

1-3. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тип тепловой электрической станции (ТЭС) на органическом топливе определяют следующие факторы.

1. *Вид отпускаемой энергии* (энергетическое назначение). Различают *конденсационные электростанции* (КЭС) — с паровыми конденсационными турбоагрегатами, отпускающие энергию одного вида — электрическую, и *теплоэлектроцентрали* (ТЭЦ), отпускающие внешним потребителям электрическую энергию и тепловую энергию с паром или горячей водой. По характеру теплового потребления различают ТЭЦ: *промышленного* **типа, с от**пуском предприятиям пара для технологических процессов; *отопительного* типа, с отпуском тепла обычно с горячей водой для отопления и вентиляции зданий и для бытовых нужд населения; *промышленно-отопительного* типа, с отпуском пара и горячей воды для технологических и отопительных нужд.

Конденсационным электростанциям районного значения в Советском Союзе присваивают обычно название ГРЭС (государственная районная электрическая станция), например Каширская ГРЭС, Конаковская ГРЭС и др.

Электрическая мощность КЭС в СССР составляет около $^2/_3$ всей электрической мощности тепловых электростанций страны (около $^1/_3$ мощности—на ТЭЦ). Однако по общему расходу топлива, численности персонала, ка-

питальным вложениям КЭС и ТЭЦ в СССР соизмеримы между собой. ТЭЦ обеспечивают значительную долю экономии топлива в энергохозяйстве страны и существенно улучшают условия жизни населения, их большое значение для народного хозяйства очевидно.

В отдельных случаях на ТЭС смешанного типа устанавливают конденсационные и теплофикационные турбоагрегаты одновременно.

2. *Вид используемого топлива.* Различают ТЭС на твердом, жидком и газовом топливе, на двух или на всех трех видах топлива. В настоящее время на ТЭС в Советском Союзе и за рубежом наряду с твердым топливом (каменные и бурые угли и др.) широко применяют жидкое (мазут, реже сырую нефть, обычно высокосернистые) и газовое (природный газ). Переход на жидкое и газовое топливо значительно упрощает и удешевляет тепловое хозяйство электростанции. Использование природного газа способствует также чистоте воздушного бассейна.

3. *Тип основных турбин для привода электрогенераторов.* Различают ТЭС с паровыми (ПТ) и газовыми турбинами (ГТ). Почти исключительное распространение имеют паровые турбины; газовые турбины в СССР имеются лишь на небольшом числе электростанций. Это объясняется следующим. Паровые турбины изготовляют больших мощностей в соответствии с возрастающими мощностями электростанций. В Советском Союзе освоены серийные паровые турбины 150 (160), 200 (210) и 300 МВт, работают паровые турбины 500 и 800 МВт, создаются одновальные паровые турбины 1200 МВт. За рубежом (в США) осваиваются одновальные турбины мощностью 880 МВт и двухвальные 1100—1300 МВт. Мощность одновального турбоагрегата предполагается повысить до 1500 МВт к 1980 и 2000 МВт к 2000 г.

Газовые турбины достигли мощности 100 МВт, проектируются более крупные (до 200 МВт).

Коэффициент полезного действия современных паротурбинных ТЭС достигает 40%, газотурбинных — пока не выше 28—34%.

На паротурбинных ТЭС возможно применение любого вида органического топлива (уголь, лигнит, сланцы, торф, мазут, газ). На газотурбинных ТЭС применяют преимущественно газовое или жидкое топливо.

Перспективно применение комбинации паровых и газовых турбин в виде парогазовой установки (ПГУ) мощностью 200—250 МВт; к. п. д. таких установок 41—43%.

4. *Значения начальных параметров пара и вид термодинамического цикла.* По уровню начального давления свежего пара различают электростанции с докритическим (обычно ниже 16,0—17,0 МПа) и сверхкритическим (выше 22 МПа) давлением пара. Применение докритического или сверхкритического давления пара на электростанциях СССР связано непосредственно с мощностью турбоагрегатов (энергоблоков); при мощности их 150—200 МВт и ниже применяют докритическое давление пара около 13,0 или 9,0 МПа; при мощности 250—300 МВт и выше — сверхкритическое давление пара около 24 МПа. Созданы более крупные турбоагрегаты 500 МВт с докритическим давлением пара (13—16 МПа) и опытный турбоагрегат 100 МВт с начальным давлением пара 30 МПа.

Таким образом, современные крупные КЭС сооружают в СССР, а также за рубежом со сверхкритическим начальным давлением пара, ТЭЦ в СССР — преимущественно с докритическим давлением (13 МПа). Исключение составляют наиболее мощные теплофикационные турбоагрегаты типа Т-250-240, со сверхкритическим давлением пара, устанавливаемые в наиболее крупных городах нашей страны.

Начальная температура свежего пара и пара промежуточного перегрева на ТЭС с давлением 13,0 или 24,0 МПа составляет в СССР и за рубежом преимущественно около 540°С.

Промежуточный перегрев пара на КЭС Советского Союза применяют начиная с мощности 150 МВт и выше, на ТЭЦ — лишь на турбоагрегатах Т-250-240. Промежуточный перегрев пара на электростанциях европейских зарубежных стран применяют и при меньших мощностях агрегатов (50—100 МВт). Опытно-промышленные установки с наиболее высокими начальными параметрами пара (30,0—35,0 МПа, 600—650°С) требуют применения термостойких высоколегированных сталей аустенитного класса (Каширская ГРЭС — СССР, ТЭС Эддистон — США и Хюльз — ФРГ).

В названиях серийных отечественных турбоагрегатов начальное давление записывается вслед за обозначением его электрической мощности (например, К-200-130, К-300-240), что соответствует конденсационным турбоагрегатам мощностью 200 и 300 МВт, с начальным давлением пара 13 и 24 МПа.

5. *Тип парогенераторов.* На электростанциях с докритическим давлением устанавливают барабанные парогенераторы с естественной циркуляцией (типа Е) или прямоточные парогенераторы (типа П). Применение прямоточных парогенераторов необходимо при критическом и сверхкритическом давлении свежего пара. Чем ниже давление пара, тем меньше преимуществ дают прямоточные паро-

генераторы (трудность обеспечения надежной гидродинамики двухфазной среды; возрастание относительного гидравлического сопротивления пароводяного тракта парогенератора).

На ТЭЦ, в особенности с большими потерями конденсата у внешнего потребителя, по условиям водного режима надежнее применение барабанных парогенераторов (допускающих непрерывную продувку воды из барабанов) и, следовательно, докритического давления пара.

6. *Технологическая структура* (тип основной технологической схемы). В этом отношении ТЭС делят на блочные и неблочные. Современные конденсационные электростанции, применяющие, как правило, промежуточный перегрев пара, выполняют блочного типа (в СССР — начиная с мощности турбоагрегата 150 МВт и выше).

При блочной структуре ТЭС каждая турбина питается паром только от относящегося к ней парогенератора (моноблок, рис. 1-7,*а*), иногда от двух парогенераторов (дубль-блок). Соединительные трубопроводы пара свежего и промежуточного перегрева, питательной воды между блоками не выполняют. ТЭС составляется как совокупность отдельных энергоблоков, имеющих лишь вспомогательные связи трубопроводами для пусковых и других целей.

ТЭС с такими схемами дешевле, проще осуществляются их управление и автоматизация. Конденсационные электростанции с начальным давлением 9 МПа и ниже и ТЭЦ с давлением 13 МПа и ниже (те и другие без промежуточного перегрева пара) имеют обычно неблочную структуру, при которой магистрали свежего пара и питательной воды общие для всех парогенераторов. Паровые турбины питаются паром из этих общих магистралей (рис. 1-7,*б* — централизованная, 1-7,*в* — секционная схемы).

7. *Мощность ТЭС.* Условно можно разделить ТЭС на электростанции большой (свыше 1000 МВт), средней (100—1000 МВт) и малой (меньше 100 МВт) мощности. Границы мощности при таком делении со временем последовательно возрастают. Наибольшая мощность вновь проектируемых в СССР ТЭС составляет до 4000—6400 МВт, действующих до 2400—3000 МВт. Средние мощности 100—1000 МВт характерны в СССР преимущественно для ТЭЦ. Наибольшая мощность ТЭС ограничивается обычно местными условиями (обеспеченность топливом, условия водоснабжения, требования охраны природы — поддержание чистоты воздушного и водного бассейнов).

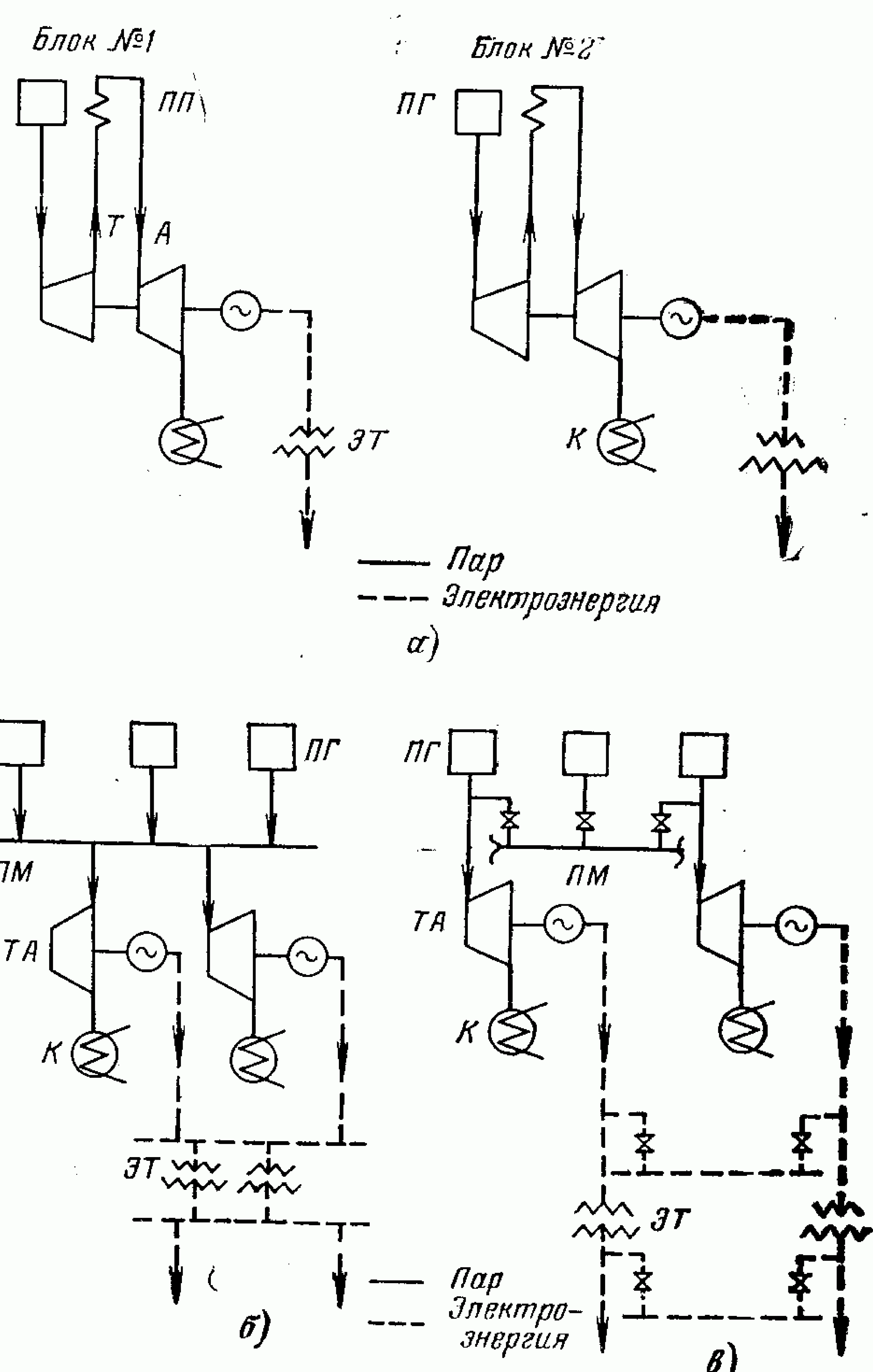


Рис. 1-7. Технологическая структура электростанции.
а — блочная; *б* — централизованная; *в* — секционная; *ПГ* — парогенераторы; *ТА* — турбоагрегаты; *ПП* — промежуточный пароперегреватель; *ЭТ* — электрические трансформаторы; *ПМ* — паровые магистрали.

8. *Связь с электроэнергетической системой.* В СССР, а также в других развитых в промышленном отношении странах электростанции, как правило, работают в энергосистемах. Объединение электростанций в энергосистемы имеет существенные преимущества (см. § 1-1).

«Изолированные» электростанции вне энергосистем все больше становятся исключением. Сооружаемые первоначально во вновь осваиваемых периферийных районах страны, они со временем также включаются в энергосистемы.

9. *Степень загрузки и использования электрической мощности.* В этом отношении ТЭС разделяют на *базовые*, с годовым использованием максимальной (установленной) мощности $T_{\text{макс}}=6000\div7500$ ч; *полубазовые* с $T_{\text{макс}}=4000\div6000$ ч; *полупиковые* с $T_{\text{макс}}=2000\div4000$ ч и *пиковые* с $T_{\text{макс}}$ до 2000 ч (рис. 1-8). Электростанции с более со-

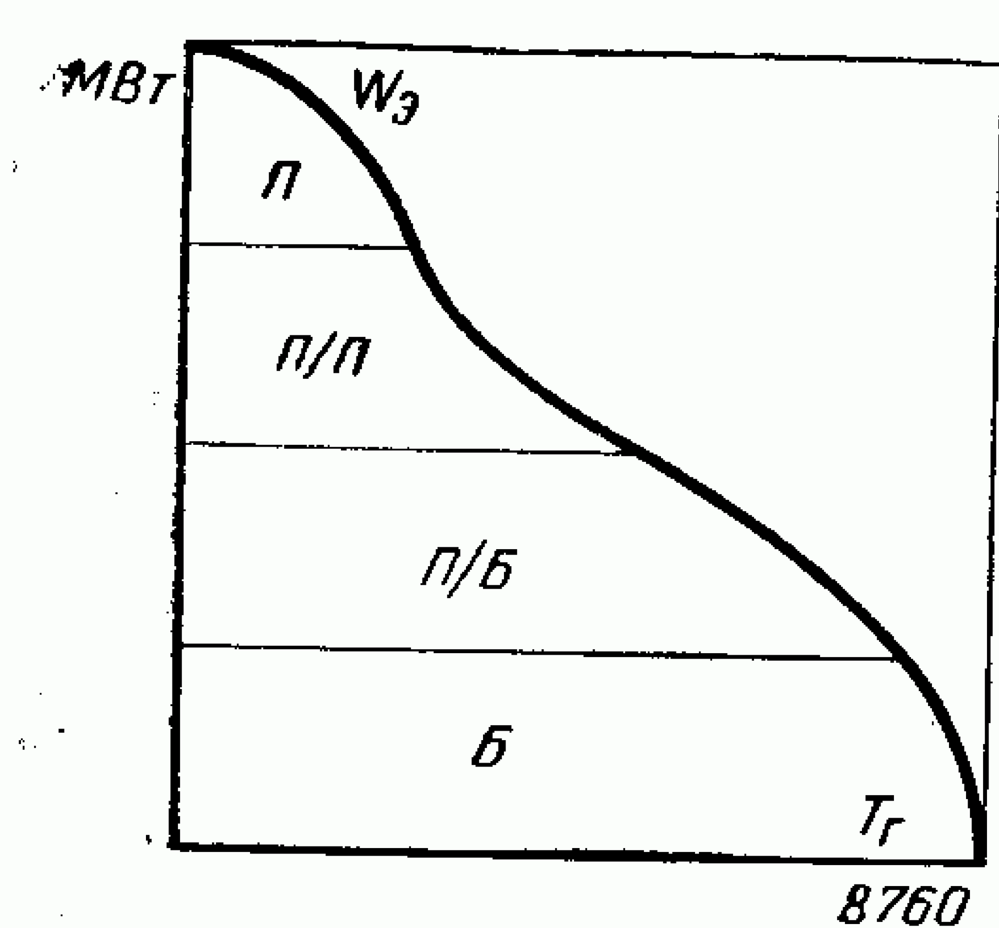


Рис. 1-8. Классификация электростанций по использованию мощности (в годовом графике продолжительности нагрузок).

Б — базовые; *П* — пиковые; *П/Б* — полубазовые; *П/П* — полупиковые.

вершенным энергооборудованием и лучшими энергетическими показателями загружают в большей мере. На данной электростанции могут быть различные агрегаты (энергоблоки) с разной степенью совершенства. Соответственно они загружаются различно, указанное разделение относится и к отдельным агрегатам (энергоблокам).

До последнего времени новые более крупные агрегаты создавались для несения базовых нагрузок. Быстрое изменение их нагрузки, быстрый их пуск затруднительны. Для быстрого набора и изменения нагрузки использовали обычно ранее установленные агрегаты меньшей мощности. Они вытеснялись последовательно более новыми и совершенными агрегатами в полубазовую, полупиковую и даже пиковую область графика нагрузки.

В настоящее время в связи с усилением неравномерности графиков электрической нагрузки (снижением отношения суточной минимальной нагрузки к максимальной) и все уменьшающейся долей агрегатов небольшой мощности создаются специальные полубазовые, полупиковые агрегаты и энергоблоки (СССР — паротурбинные агрегаты и энергоблоки мощностью 500 МВт, 13 МПа, 510/510°С с упрощенной конструкцией и технологической схемой с повышенной маневренностью). В качестве пиковых агрегатов предполагается использовать газотурбинные установки ГТ-100. Полупиковые и пиковые энергоблоки целесообразно устанавливать на основных электростанциях энергосистемы с базовыми и полубазовыми энергоблоками.

Приведенная классификация тепловых электростанций не является исчерпывающей. Более полно профиль (тип) электростанции характеризуется еще рядом дополнительных данных, как-то: система технического водоснабжения; способ подготовки топлива и система пылеприготовления; схема отпуска тепла внешним потребителям (для ТЭЦ); способ подготовки добавочной воды парогенераторов; системы очистки дымовых газов и удаления шлаков и золы; способы размещения оборудования в главном корпусе электростанции, зданий и сооружений на ее территории. К этому нужно добавить характеристики электрической части ТЭС и системы ее автоматического управления и контроля.

Перечисленные характеристики ТЭС указывают на их многообразие, обусловливающее индивидуальный, как правило, тип каждой конкретной электростанции. Характеристики ТЭС можно формулировать так: КЭС мощностью 2800 МВт с четырьмя энергоблоками по 300 и двумя энергоблоками по 800 МВт, на подмосковном угле, с индивидуальным пылеприготовлением и оборотным водоснабжением с прудом-охладителем, или ТЭЦ мощностью 505 МВт, с двумя турбоагрегатами типа ПТ-135-130/15, одним турбоагрегатом типа Т-175-130 и одним типа Р-100-130, на газомазутном топливе, с оборотным водоснабжением с градирнями, с химическим обессоливанием добавочной воды. Естественно, что для более полной характеристики указанных ТЭС требуются дополнительные уточняющие данные.

1-4. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основное требование к электростанции — *надежность*, т. е. бесперебойное производство электрической энергии в соответствии со спросом со стороны потребителей и диспетчерским графиком нагрузки. Для удовлетворения быстропеременных нагрузок энергоблоки должны обладать *маневренностью*, т. е. способностью быстрого набора и снятия нагрузки, быстрого пуска из нерабочего состояния и остановки, без ущерба для надежности и долговечности. При этом в соответствии с Правилами технической эксплуатации электростанций (ПТЭ) частота электрического тока в энергосистемах должна непрерывно поддерживаться на уровне 50 Гц с отклонениями не более ±0,1 Гц, временно не более ±0,2 Гц. Частота регулируется в объединенной (единой) энергосистеме одной из энергосистем, в изолированной энергосистеме — одной из электростанций.

По ГОСТ 13377-67 под надежностью понимают свойство изделия (машины, системы) выполнять функции, сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени. Требование высокой надежности электростанции особенно важно потому, что электроэнергия, в отличие от продукции других отраслей промышленности, не запасается на складах, а потребляется полностью тотчас же после ее производства. Таким образом, электростанция должна надежно производить электроэнергию

в количестве, запрашиваемом в каждый данный момент потребителями.

Высокая надежность должна быть заложена в оборудовании и линиях коммуникации при их конструировании и монтаже, в проекте электростанции в целом и должна поддерживаться длительно высоким уровнем культуры эксплуатации, своевременным и тщательным ремонтом. Однако даже при соблюдении указанных требований вероятность возникновения неисправности элементов оборудования и аварии не исключена. Надежное электроснабжение потребителей обеспечивается при этом дополнительными резервными агрегатами и энергоблоками.

Теплоснабжение потребителей также должно быть бесперебойным; в первую очередь это относится к снабжению паром промышленных предприятий, в особенности таких, технологический процесс которых (нефтеперегонные заводы и т. п.) должен осуществляться непрерывно.

Надежность работы агрегата или энергоблока характеризуют в первом приближении коэффициентом готовности p:

$$p=\frac{T_{\text{гот}}}{T_{\text{гот}}+T_{\text{а.р}}}, \qquad (1\text{-}6)$$

где $T_{\text{гот}}=T_{\text{раб}}+T_{\text{рез}}$ — время нахождения агрегата (энергоблока) в состоянии готовности, складывающееся из времени работы $T_{\text{раб}}$ и времени резерва $T_{\text{рез}}$; $T_{\text{а.р}}$ — продолжительность состояний аварии и послеаварийного ремонта (обычно ч/год). Годовой период включает, кроме того, важную составляющую $T_{\text{п.р}}$ — продолжительность планового текущего, а в отдельные годы и капитального ремонта (см. § 23-5).

Коэффициент аварийности (ненадежности)

$$q=\frac{T_{\text{а.р}}}{T_{\text{гот}}+T_{\text{а.р}}}=1-p. \qquad (1\text{-}7)$$

Показатели p и q определяют за годовой или иной длительный период, в котором продолжительность работы $T_{\text{раб}}$ и состояние готовности $T_{\text{гот}}$ должны быть основными составляющими, а величина $T_{\text{а.р}}$ — возможно малой. Знание величины p позволяет подойти к количественной оценке надежности работы энергетического оборудования.

Второе основное требование к электростанциям — *экономичность.* Два вида экономичности — сооружения и эксплуатации частично согласуются между собой, частично противоречивы. В *издержки производства* входят, в частности, отчисления от единовременных затрат (капитальных вложений) на амортизацию оборудования (возобновление его работоспособности во время эксплуатации), а также сооружений. Эти отчисления тем больше, чем дороже электростанция. Вместе с тем основная составляющая издержек производства ТЭС — *стоимость топлива.* Экономия топлива и затрат на него достигается техническим совершенствованием оборудования и, как правило, его удорожанием. Чтобы оценить оба вида затрат на электростанцию — капитальных при ее сооружении и ежегодных при эксплуатации — в СССР принят обобщающий показатель общей экономичности, так называемые *расчетные затраты.*

Обобщающий показатель капитальных K_a и ежегодных $И_a$ затрат — приведенные затраты в одном из сравниваемых вариантов a:

$$З_a=E_{\text{н}}K_a+И_a,$$

где $E_{\text{н}}$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, равный в энергетике 0,12.

При сравнении выбирают вариант, для которого $З_a=\min$.

Если капиталовложения осуществляют в разные сроки, а текущие затраты изменяются во времени, то затраты более поздних лет приводят к текущему моменту коэффициентом приведения

$$B=\frac{1}{(1+E_{\text{н.п}})^t},$$

где t — период времени приведения в годах; $E_{\text{н.п}}$ — нормативный коэффициент приведения разновременных затрат, равный 0,08.

Удельные приведенные затраты при неизменном по годам количестве производимой (отпускаемой) энергии $Э$, руб/(кВт·год):

$$з_{\text{у}}=\frac{E_{\text{н}}K+И}{Э}.$$

Если выработка (отпуск) энергии $Э$ изменяется, возрастая по годам, то

$$з_{\text{у}}=\frac{\sum\limits_{t=1}^{T}(E_{\text{н}}K_t+\Delta И_t)\,(1+E_{\text{н.п}})^{\tau-t}}{\sum\limits_{t=1}^{T}\Delta Э_t\,(1+E_{\text{н.п}})^{\tau-t}},$$

где $\Delta Э$ — прирост производства (отпуска) энергии в год t; K_t — капиталовложения в год t; $\Delta И_t$ — прирост ежегодных издержек производства в год; T — весь период строительства и освоения проектной мощности, после которого начинается нормальная эксплуатация (когда капитальных вложений нет, а ежегодные издержки постоянны); τ — одинаковый для сравниваемых вариантов год приведения затрат, значение τ не влияет на результат сравнительных расчетов; рекомендуется за год приведения τ принимать год начала эксплуа-

тации и производства энергии первым из строящихся объектов (энергоблок, очередь электростанции).

В последнюю формулу коэффициент приведения B входит в неявном виде (с показателем степени $\tau - t$).

Ежегодные издержки производства, руб, составляются из следующих величин:

$$И = И_п + И_т; \; И_п = И_а + И_э,$$

где $И_п$ — постоянные ежегодные издержки производства; $И_а$ — сумма амортизационных отчислений (на реновацию и капитальный ремонт); $И_э$ — расходы по эксплуатации, включающие расходы на текущий ремонт, заработную плату, общестанционные и прочие расходы; $И_т$ — затраты на топливо (переменные ежегодные издержки производства), составляющие обычно более половины суммарных ежегодных издержек.

Общая экономическая эффективность капитательных вложений, лет$^{-1}$, характеризуется показателем:

$$Э_{к.с} = \frac{И_1 - И_2}{K},$$

где $И_1$ и $И_2$ — себестоимость годового отпуска (ежегодные издержки производства) энергии в количестве, одинаковом до и после осуществления капиталовложений K.

Срок окупаемости капиталовложений, лет,

$$T_{к.с} = \frac{K}{И_1 - И_2} = \frac{1}{Э_{к.с}}.$$

Сравниваемые варианты должны быть энергетически сопоставимы, т. е. электростанции в различных вариантах должны отпускать одинаковое количество электрической и тепловой энергии, а также иметь равную надежность. Обеспечение равной надежности обусловливает дополнительные материальные и денежные затраты в вариантах.

Наряду с требованиями надежности и экономичности важнейшими являются требования охраны окружающей среды, воздушных и водных бассейнов (см. главы 18 и 20).

1-5. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПАРОТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Технологическая схема тепловой электростанции характеризует состав ее теплового хозяйства, взаимную связь частей, общую последовательность технологических процессов (рис. 1-9).

В состав электростанций входят топливное хозяйство (ТХ) и устройства для подготовки его перед сжиганием (ПТ). Топливное хозяйство включает приемно-разгрузочные устройства, транспортные механизмы, топливные склады (твердого и жидкого топлива), устройство для предварительной подготовки топлива (дробильные установки). В состав мазутного хозяйства входят также перекачивающие насосы и подогреватели; жидкое и газовое топливо подается к топочным камерам парогенераторов (ПГ) трубопроводами.

Подготовка твердого топлива заключается в размоле и сушке его в пылеприготовительной установке, размещаемой обычно непосредственно у парогенераторов (индивидуальное пылеприготовление); в отдельных случаях пылеприготовительную установку выполняют в виде центрального пылезавода. Подготовка газового топлива сводится в основном к регулированию (редуцированием) давления газа перед поступлением его в топочную камеру парогенератора.

Продукты сгорания топлива — дымовые газы отсасываются дымососами (ДС) и отводятся через дымовые трубы (Д.Тр) в атмосферу. Негорючая часть твердых топлив выпадает в топке в виде шлака (Ш), а значительная часть в виде мелких частиц («летучая» зола) уносится с дымовыми газами. Для защиты атмосферы от выброса летучей золы перед дымососами (для защиты их от износа) устанавливают золоуловители (ЗУ). Шлаки и зола (З) удаляются (ШЗУ) обычно гидравлически за пределы территории электростанции на золоотвалы. Воздух, необходимый для горения, подается в топочную камеру дутьевыми вентиляторами (ДВ). Дымососы, дымовая труба, дутьевые вентиляторы составляют тягодутьевую установку электростанции (ТДУ).

При сжигании мазута и газа золоуловители не требуются. Парогенераторы при этом выполняют часто «под наддувом», с избыточным давлением в топочной камере и газоходах. В этом случае дутьевые вентиляторы заменяют воздуходувками, создающими избыточное давление около 0,01 МПа, дымососы при этом не требуются.

Перечисленные выше участки теплового хозяйства, начиная от топливного хозяйства вплоть до дымовых труб, включая топочную камеру парогенератора, его газоходы и внешние воздухогазоводы, образуют один из основных технологических трактов — *топливно-газовоздушный тракт* тепловой электростанции.

Второй важнейший технологический тракт паротурбинной электростанции — ее *пароводяной тракт* включает пароводяную часть парогенератора, тепловой двигатель (ТД), преимущественно паровую турбину, конденсационную установку, включая конденсатор (К) и кон-

денсатный насос (КН), систему технического водоснабжения (ТВ) с насосами охлаждающей воды (НОВ), водоподготовительную и питательную установку, включающую водоочистку (ВО), подогреватели высокого и низкого давления (ПВД и ПНД), питательные насосы (ПН), а также трубопроводы пара и воды.

В системе топливно-газовоздушного тракта химически связанная энергия топлива при сжигании в топочной камере выделяется в виде тепловой энергии, передаваемой радиацией и конвекцией через стенки металла трубной системы парогенератора воде и образуемому из воды пару. Тепловая энергия пара преобразуется в турбине в кинетическую энергию потока, передаваемую ротору турбины. Механическая энергия вращения ротора турбины, соединенного с ротором электрического генератора (ЭГ), преобразуется в энергию электрического тока, отводимого за вычетом собственного расхода электрическому потребителю.

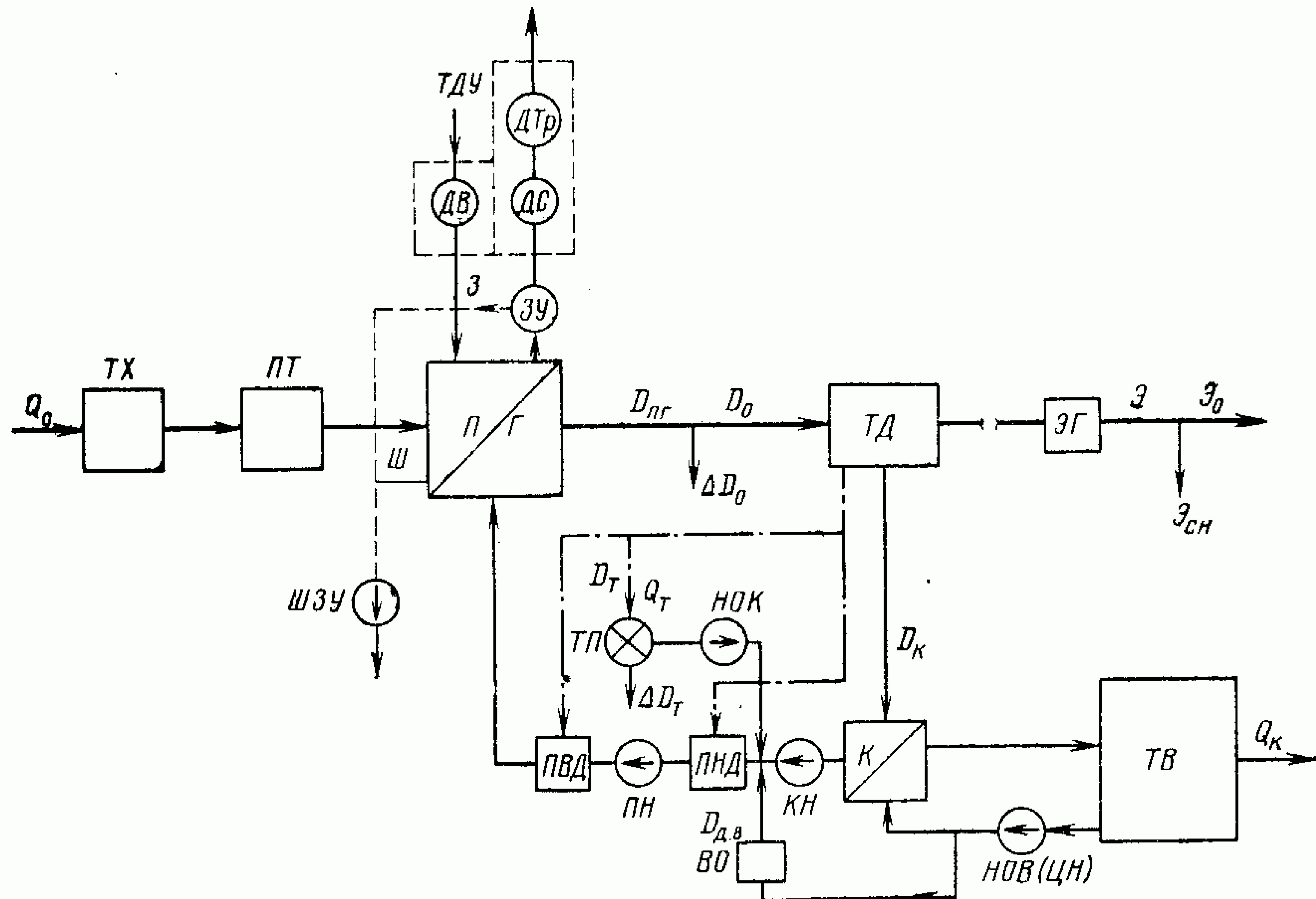


Рис. 1-9. Принципиальная технологическая схема электростанции.

ТХ — топливное хозяйство; *ПТ* — подготовка топлива; *ПГ* — парогенератор; *ТД* — тепловой двигатель (паровая турбина); *ЭГ* — электрический генератор; *ЗУ* — золоуловитель; *ДС* — дымосос; *ДТр* — дымовая труба; *ДВ* — дутьевой вентилятор; *ТДУ* — тягодутьевая установка; *ШЗУ* — шлакозолоудаление; *Ш* — шлак; *З* — зола; *К* — конденсатор; *НОВ (ЦН)* — насос охлаждающей воды (циркуляционный насос); *ТВ* — техническое водоснабжение; *ПНД* и *ПВД* — регенеративные подогреватели низкого и высокого давления; *КН* и *ПН* — конденсатный и питательный насосы; *ТП* — тепловой потребитель; *НОК* — насос обратного конденсата; *ВО* — водоочистка; $Q_с$ — расход тепла топлива на станцию; D_0 — расход пара на турбину; $D_{пг}$ — паровая нагрузка парогенератора; ΔD_0 — потеря пара при транспорте; $D_т$ — расход пара на внешнего потребителя; $D_к$ — пропуск пара в конденсатор турбины; $D_{д.в}$ — расход добавочной воды; $Э$ — выработка электроэнергии; $Э_0$ — отпуск электроэнергии; $Э_{с.н}$ — собственный расход электроэнергии; $Q_т$ — отпуск тепла внешнему потребителю; $Q_к$ — потеря тепла в холодном источнике (с охлаждающей водой).

Тепло проработавшего в турбинах рабочего тела (водяного пара, газов) можно использовать для нужд внешних теплóвых потребителей (ТП). Конденсат пара, отведенного тепловому потребителю, подается на ТЭЦ насосом обратного конденсата (НОК).

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

2-1. БАЛАНС ТЕПЛА И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ЕЕ УСТАНОВОК

Общий баланс тепла энергоблока конденсационной электростанции за единицу времени (1 с или 1 ч) выражается следующим образом:

$$Q_с = W_э + W_г + W_м + Q_к + Q_{тр} + \Delta Q_{пг} + Q_т + \Delta Q_{с.т}. \qquad (2\text{-}1)$$

Здесь $Q_с$ — общий расход тепла топлива; $W_э$ — электрическая мощность турбоагрегата; $W_г$ и $W_м$ — потери мощности в электрическом генераторе и механические потери турбины; $Q_к$ — потеря тепла в турбоустановке, в основном — потеря тепла с охлаждающей водой конденсатора турбины; $Q_{тр}$ — потери тепла в окружающую среду при транспорте пара и воды трубопроводами между парогенератором и турбиной; $\Delta Q_{пг}$ — потери тепла в парогенераторной установке; $Q_т$ — отпуск тепла на отопление и бытовые нужды жилого поселка и помещений электростанции; $\Delta Q_{с.т}$ — потери тепла в системе транспорта и подготовки топлива, не учитываемые тепловым балансом парогенератора. Здесь все величины выражены в киловаттах (или в гигаджоулях в час).

Без учета расхода тепла на бытовые нужды и отопление $Q_т$ и потерь тепла в системе

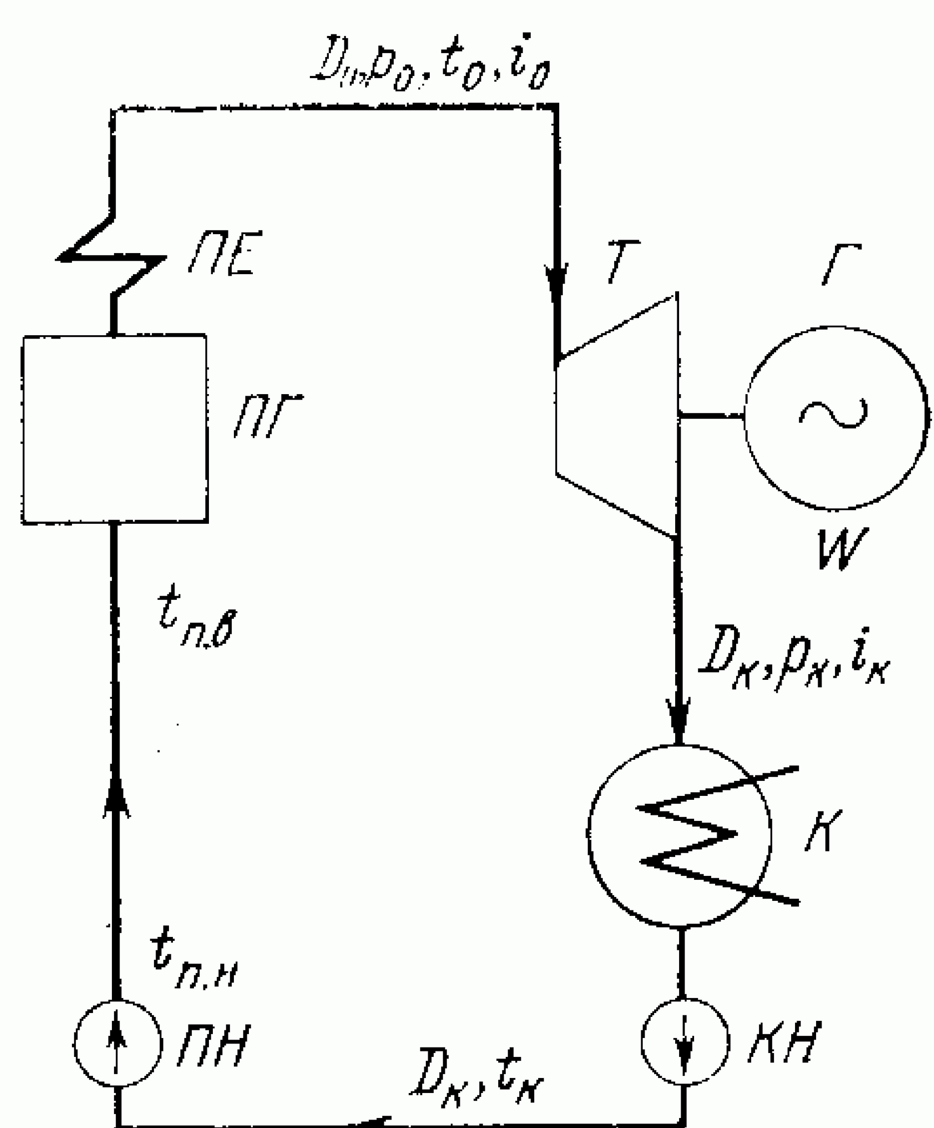


Рис. 2-1. Тепловая схема простейшей конденсационной электростанции.

ПГ — парогенератор; ПЕ — пароперегреватель; Т — турбина; Г — электрический генератор; К — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПН — питательный насос.

топливоподготовки $\Delta Q_{с.т}$, тепловой баланс конденсационной электростанции или энергоблока напишем также в виде

$$Q_с = W_э + W_м + W_г + Q_к + Q_{тр} + \\ + \Delta Q_{пг} = W_э + \Delta Q_{ту} + Q_{тр} + \Delta Q_{пг}, \quad (2\text{-}2)$$

где $\Delta Q_{ту} = Q_к + W_м + W_г$ — потери в турбоустановке.

Имея в виду, что внутренняя мощность турбины, кВт,

$$W_i = W_э + W_г + W_м,$$

напишем также:

$$Q_с = W_i + Q_к + Q_{тр} + \Delta Q_{пг}. \quad (2\text{-}3)$$

Если тепловой баланс относится не к 1 с, а к длительному промежутку времени, например году, то в уравнениях баланса тепла вместо мощности W входит выработка энергии $Э$, кВт·ч (ГДж). Электростанция (или энергоблок) состоит из основных агрегатов с их вспомогательным оборудованием — турбинной и парогенераторной установок и соединяющих их трубопроводов (рис. 2-1).

Расход тепла пара на турбоустановку

$$Q_{ту} = W_i + Q_к \quad (2\text{-}4)$$

составляется из внутренней мощности турбины W_i и потери тепла в конденсаторе $Q_к$.

Тепло топлива $Q_с$ расходуется в парогенераторной установке на тепло получаемого пара и покрытие потерь тепла в парогенераторной установке:

$$Q_с = Q_{пг} + \Delta Q_{пг}. \quad (2\text{-}5)$$

Баланс тепла в системе трубопроводов

$$Q_{пг} = Q_{ту} + Q_{тр}. \quad (2\text{-}6)$$

Мерой тепловой экономичности конденсационной электростанции служит отношение выработанной электроэнергии (мощности) к затраченному теплу, т. е. *коэффициент полезного действия* (к. п. д.) *электростанции* (энергоблока):

$$\eta_с = \frac{Э_г}{Q_с^г}, \text{ или } \eta_с = \frac{W_э}{Q_с}, \quad (2\text{-}7)$$

где $Э_г$ — годовая выработка электроэнергии; $Q^г_с$ — годовой расход тепла топлива.

Соответственно к. п. д. *парогенератора*

$$\eta_{пг} = \frac{Q_{пг}}{Q_с}. \quad (2\text{-}8)$$

Коэффициент полезного действия *транспорта тепла* (трубопроводов) электростанции

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}}. \quad (2\text{-}9)$$

Коэффициент полезного действия *турбоустановки*

$$\eta_{ту} = \frac{W_э}{Q_{ту}}. \quad (2\text{-}10)$$

Общий к. п. д. *электростанции* (энергоблока) составляется из указанных трех к. п. д. Действительно, перемножая три последних уравнения, напишем:

$$\eta_с = \frac{W_э}{Q_с} = \frac{Q_{пг}}{Q_с} \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} \frac{W_э}{Q_{ту}},$$

или

$$\eta_с = \eta_{пг}\eta_{тр}\eta_{ту}. \quad (2\text{-}11)$$

Таким образом, к. п. д. электростанции $\eta_с$ зависит непосредственно от к. п. д. парогенератора, трубопроводов и турбоустановки. Наибольшее влияние на к. п. д. электростанции оказывает к. п. д. турбоустановки, учитывающий основную потерю тепла в цикле производства электроэнергии — *потерю в холодном источнике* $Q_к$, достигающую примерно половины (45—50%) затрачиваемого тепла. Остальные потери тепла на электростанции значительно меньше. Так, для современного парогенератора $\Delta Q_{пг}$ составляет 6—10% затрачиваемого тепла, относительные потери тепла в трубопроводах около 1%.

Отсюда можно заключить, что к. п. д. современной конденсационной электростанции в соответствии с формулой (2-11) при указанных относительных значениях потерь может составлять:

$$\eta_с \approx 39 \div 43\%.$$

Коэффициент полезного действия электростанции (энергоблока), учитывающий выработку электроэнергии без собственного расхода ее на вспомогательные машины и установки электростанции, выраженный формулами (2-7) и (2-11), называют *к. п. д. брутто.*

Между тем часть выработанной на электростанции энергии расходуется при осуще-

ствлении технологического процесса преобразования энергии внутри электростанции (подготовка топлива, подача воздуха, отвод дымовых газов, подача питательной и охлаждающей воды и др.) в размере 4—6% вырабатываемой энергии или около 1,5—2,5% затрачиваемого тепла.

Коэффициент полезного действия, учитывающий собственный расход энергии внутри электростанции (ее собственные нужды) носит название к. п. д. *нетто* и выражается так (например, для годового периода):

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}}=\frac{Э_{\text{г}}-Э_{\text{с.н}}}{Q_{\text{с}}^{\text{г}}}=\frac{Э_{\text{г}}}{Q_{\text{с}}^{\text{г}}}(1-э_{\text{с.н}}^{\text{г}})=\frac{Э_{\text{о}}}{Q_{\text{с}}^{\text{г}}}, \quad (2\text{-}12)$$

где $Э_{\text{с.н}}$ — собственный расход электроэнергии (расход на собственные нужды) электростанции, кВт·ч;

$э_{\text{с.н}}^{\text{г}}=\frac{Э_{\text{с.н}}}{Э_{\text{г}}}=0{,}04\div0{,}06$ — **доля собственного расхода энергии;**

$Э_{\text{о}}=Э_{\text{г}}-Э_{\text{с.н}}=Э_{\text{г}}(1-э_{\text{с.н}})$ — полезный отпуск электроэнергии, кВт·ч.

Аналогично для единицы времени (1 с), записывая вместо электроэнергии электрическую мощность $W_{\text{э}}$, получаем:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}}=\frac{W_{\text{э}}-W_{\text{с.н}}}{Q_{\text{с}}}=\frac{W_{\text{э}}}{Q_{\text{с}}}(1-э_{\text{с.н}})=\frac{W_{\text{э}}^{\text{н}}}{Q_{\text{с}}}, \quad (2\text{-}13)$$

где $W_{\text{с.н}}$ и $W^{\text{н}}_{\text{э}}$ — соответственно собственный расход и полезная мощность «нетто», кВт; $э_{\text{с.н}}$ — доля собственного потребления мощности внутри электростанции.

Если, как указано выше, $\eta_{\text{с}}=0{,}39\div0{,}43$, а $э_{\text{с.н}}=0{,}04\div0{,}06$, то $\eta^{\text{н}}_{\text{с}}\approx37\div41\%$ (в среднем 39—40%). При этом $\eta_{\text{пг}}=0{,}90\div0{,}94$; $\eta_{\text{тр}}=0{,}99$; $\eta_{\text{ту}}\approx44\div46\%$.

Рассмотрим к. п. д. отдельных установок электростанции. Наибольшее влияние на к. п. д. электростанции оказывает турбоустановка.

Экономичность работы турбоагрегата характеризуют относительные к. п. д.:

внутренний относительный к. п. д. турбины

$$\eta_{oi}=\frac{W_i}{W_{\text{а}}}=\frac{H_i}{H_{\text{а}}}, \quad (2\text{-}14)$$

где W_i и $W_{\text{а}}$ — соответственно внутренняя мощность турбины при действительном рабочем процессе пара в турбине с учетом потерь энергии в ее проточной части и мощность в идеальном процессе без потерь энергии в проточной части турбины, кВт; H_i и $H_{\text{а}}$ — соответственно теплопадение пара, кДж/кг, в турбине в действительном (*б*) и адиабатном (изоэнтропийном) (*а*) процессах (рис. 2-2).

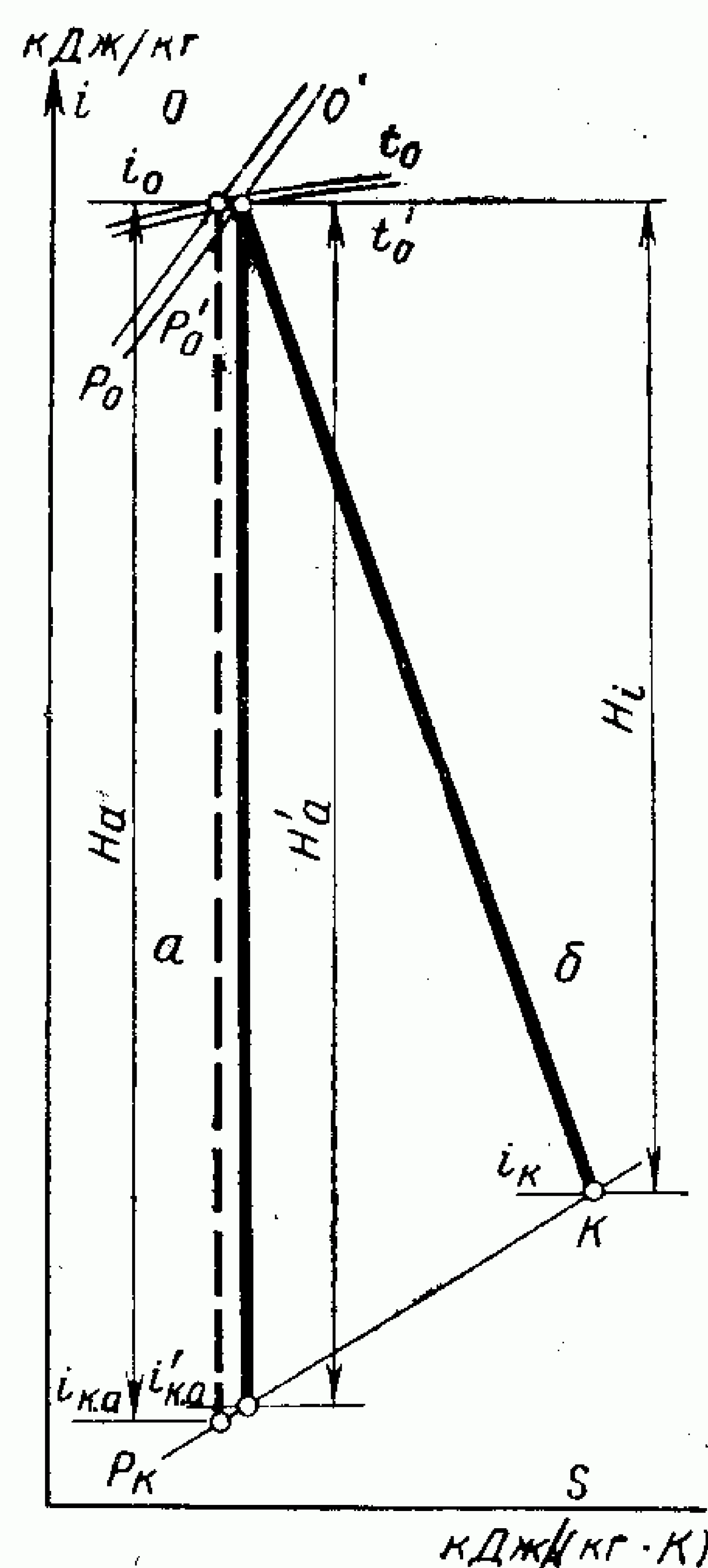


Рис. 2-2. Процесс работы пара в конденсационной турбине в i, s-диаграмме.
а — идеальный; *б* — действительный.

При впуске пара в турбину в паровпускных трубах и регулирующих устройствах (клапанах) пар дросселируется и давление его снижается при полной (номинальной) мощности примерно на 5%, т. е. $\Delta p=p_0-p'_0=0{,}05p_0$; $p'_0=0{,}95p_0$.

Соответственно располагаемое теплопадение перед паровпускным устройством составляет $H_{\text{а}}$, кДж/кг, а после паровпускного устройства $H'_{\text{а}}$, кДж/кг. Отношение

$$\eta_{\text{др}}=\frac{H'_{\text{а}}}{H_{\text{а}}}$$

называют *коэффициентом дросселирования.* При этом *внутренний относительный* к. п. д. *проточной части турбины* выражается отношением

$$\eta'_{oi}=\frac{H_i}{H'_{\text{а}}};$$

с учетом дросселирования пара при паровпуске

$$\eta_{oi}=\frac{H_i}{H_{\text{а}}}=\frac{H_i}{H'_{\text{а}}}\frac{H'_{\text{а}}}{H_{\text{а}}}=\eta'_{oi}\eta_{\text{др}}.$$

Внутренний относительный к. п. д. современных турбин обычно находится в пределах 0,86—0,88, изменяясь для отдельных участков рабочего процесса и соответствующих частей (цилиндров) турбины в зависимости от пропуска пара и его параметров в более широких пределах (0,80—0,90).

Механический к. п. д. *турбины* учитывает потери от трения в подшипниках, затрату энергии на системы регулирования и смазки. Этот к. п. д. равен

$$\eta_{\text{м}}=\frac{W_e}{W_i}, \quad (2\text{-}15)$$

причем $W_e=W_i-W_{\text{м}}$, где $W_{\text{м}}$ — механические потери турбины; W_e — эффективная мощность турбины на муфте, соединяющей ее с электрическим генератором, т. е. мощность, переда-

ваемая турбиной электрогенератору; для современных крупных турбин $\eta_м \approx 0{,}99$. Коэффициент полезного действия

$$\eta_{oe} = \frac{W_e}{W_а} = \eta_{oi}\eta_м$$

называют *относительным эффективным* к. п. д. *турбины*.

Коэффициент полезного действия *электрического генератора*:

$$\eta_г = \frac{W_э}{W_e}, \quad (2\text{-}16)$$

причем $W_э = W_e - W_г$, где $W_г$ — механические и электрические потери электрического генератора; при современных методах охлаждения электрического генератора его к. п. д. составляет около 99%.

Коэффициент полезного действия

$$\eta_{о.э} = \frac{W_э}{W_а} = \eta_{oi}\eta_м\eta_г \quad (2\text{-}17)$$

носит название *относительного электрического* к. п. д. *турбоагрегата*. Коэффициенты полезного действия η_{oi}, $\eta_м$, η_{oe}, $\eta_г$ и $\eta_{oэ}$ являются относительными к. п. д. турбоагрегата, характеризуя степень технического совершенства отдельных его элементов (проточная и механическая части турбины, электромагнитная и механическая часть генератора).

Выше приведены численные значения относительных к. п. д. для полной (*номинальной*) или *экономической мощности* турбоагрегата. При неполных, частичных нагрузках значения к. п. д. уменьшаются.

Тепловую экономичность конденсационной турбоустановки, включающей турбину с конденсатором и электрический генератор, характеризуют так называемые *абсолютные* к. п. д., различающиеся степенью учета потерь технологического процесса преобразования энергии (внутренних в проточной части турбины, механических и электрических в генераторе).

Основой технологического процесса выработки энергии паровым турбоагрегатом является термодинамический цикл водяного пара, состоящий из изобар подвода и отвода тепла и адиабат (изоэнтроп) работы пара в турбине и работы питательного насоса, т. е. цикл Ренкина (рис. 2-3). *Термический* к. п. д. этого цикла:

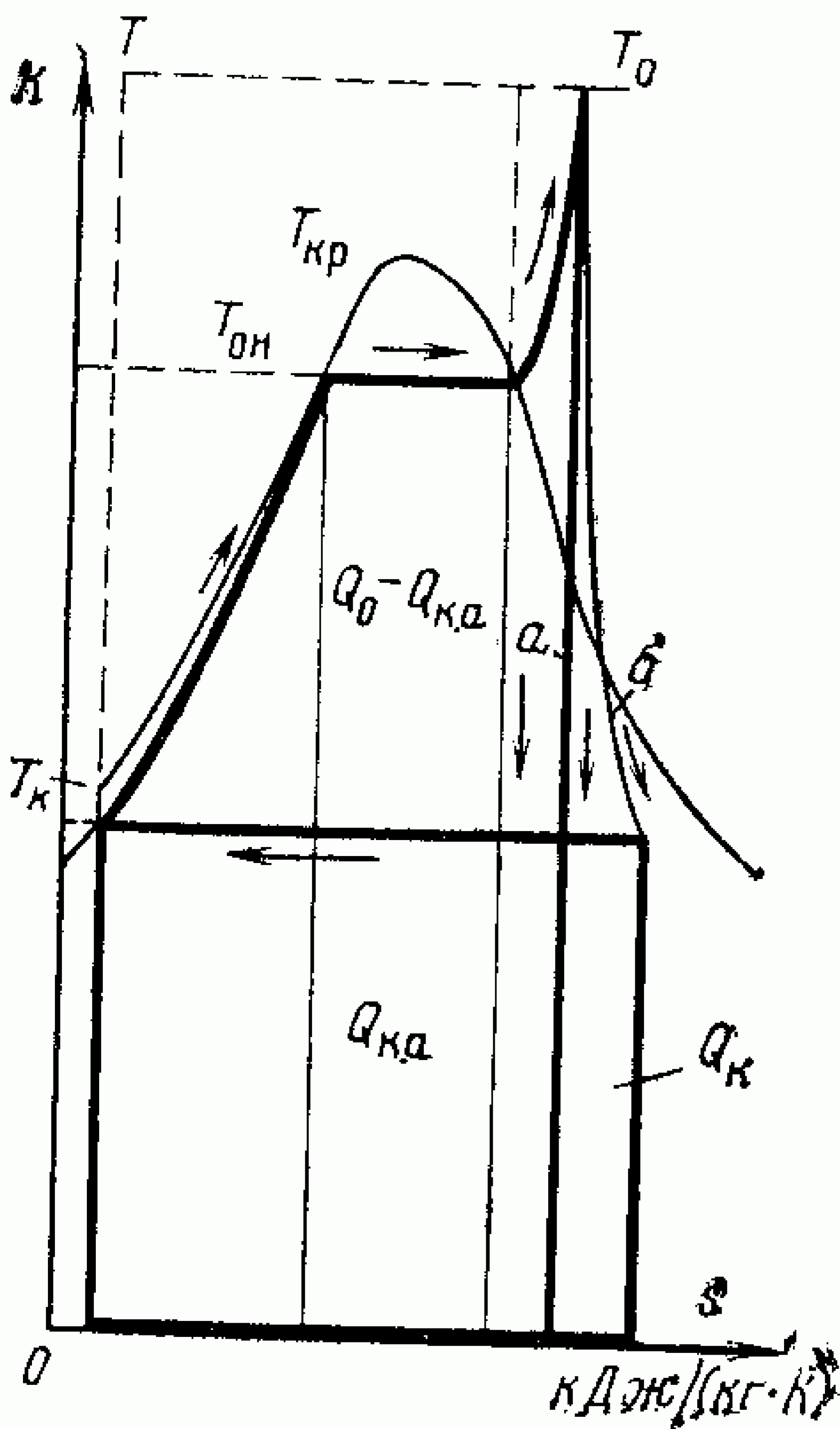


Рис. 2-3. Цикл водяного пара в T, s-диаграмме.
а — идеальный; *б* — действительный.

$$\eta_t = \frac{Q_0 - Q_{к.а}}{Q_0} = \frac{i_0 - i_{п.в} - (i_{к.а} - i'_к)}{i_0 - i_{п.в}}, \quad (2\text{-}18)$$

где $Q_0 = i_0 - i_{п.в}$ — расход тепла из горячего источника, кДж/кг; i_0 и $i_{п.в}$ — соответственно энтальпии свежего пара и конденсата турбины после сжатия в питательном насосе, кДж/кг; $Q_{к.а} = i_{к.а} - i'_к$ — потеря тепла в холодном источнике, кДж/кг; $i_{к.а}$ и $i'_к$ — соответственно энтальпии отработавшего пара при изоэнтропийном (адиабатном) расширении и его конденсата при насыщении, кДж/кг; $i_{п.в} \approx i_{п.н}$.

Формулу (2-18) можно предствить в виде

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_к - (i_{п.в} - i'_к)}{i_0 - i'_к - (i_{п.в} - i'_к)} = \frac{H_а - h_{н.а}}{Q'_0 - \tau_{н.а}}, \quad (2\text{-}19)$$

где $h_{н.а} = \tau_{н.а} = i_{п.в} - i'_к$ — изоэнтропийная (адиабатная) работа насоса, эквивалентная подогреву воды в нем $\tau_{н.а}$ в таком процессе; Q'_0 — расход тепла на турбоустановку, без учета работы питательного насоса; эти величины выражены в кДж/кг.

Если не учитывать работы насоса, то

$$\eta_t \approx \frac{i_0 - i_{к.а}}{i_0 - i'_к} = \frac{H_а}{Q'_0}. \quad (2\text{-}20)$$

Расход энергии на повышение давления воды в насосе $h_{н.а}$ на современных турбоустановках составляет 25—35 кДж/кг, или 3—4% работы пара в турбине. Таким образом, работа питательного насоса — основная составляющая *общего собственного расхода энергии* на электростанции.

Выражения (2-19) и (2-20) определяют соответственно к. п. д. нетто и брутто цикла водяного пара. Отметим, что общее выражение к. п. д. пароводяного цикла по формуле (2-18) учитывает работу как основного двигателя (турбины), так и питательного насоса, являющегося неотъемлемым элементом цикла.

Внутренний абсолютный к. п. д. *турбоустановки* (действительного цикла) на основе формулы (2-20):

$$\eta_i = \frac{H_i}{Q'_0} = \frac{H_а\eta_{oi}}{Q'_0} = \eta_t\eta_{oi}. \quad (2\text{-}21)$$

Абсолютный электрический к. п. д. *турбоустановки*

$$\eta_э = \frac{H_i\eta_м\eta_г}{Q'_0} = \eta_i\eta_м\eta_г = \eta_t\eta_{oi}\eta_м\eta_г. \quad (2\text{-}22)$$

Абсолютный эффективный к. п. д. *турбоустановки* (без учета электрического генера-

тора, например для приводной турбины питательного насоса):

$$\eta_e = \frac{H_i \eta_м}{Q'_0} = \eta_i \eta_м = \eta_t \eta_{oi} \eta_м = \eta_t \eta_{oe}. \quad (2\text{-}23)$$

Более строгое понятие *абсолютного внутреннего* к. п. д. *турбоустановки* учитывает работу питательного насоса:

$$\eta_i = \frac{H_i - h_{нi}}{Q_0 - \tau_{нi}}, \quad (2\text{-}24)$$

где

$$H_i = H_а \eta_{oi};\ Q_0 = i_0 - i_{п.в};$$

$$h_{нi} = \frac{h_{н.а}}{\eta^н_{oi}} = \tau_{нi} = \frac{\tau_{н.а}}{\eta^н_{oi}};$$

$\eta^н_{oi}$ — *внутренний относительный* (гидравлический) к. п. д. *насоса*, учитывающий потери в его проточной части, переходящие в тепло дополнительного нагрева питательной воды.

Изоэнтропийный (адиабатный) подогрев воды в насосе, кДж/кг, можно найти по таблицам воды или по формуле

$$\tau_{н.а} = h_{н.а} \approx 10^3 v (p_н - p_в), \quad (2\text{-}25)$$

где v — удельный объем воды, м³/кг; $p_н$ и $p_в$ — соответственно давление воды после питательного насоса и перед ним, МПа.

Так при $v = 0{,}0011$ м³/кг и $p_н - p_в = 30$ МПа, $\tau_{н.а} = h_{н.а} \approx 33$ кДж/кг.

С учетом внутреннего (гидравлического) к. п. д. насоса $\tau_{нi} = \eta_{нi} = 0{,}80 \div 0{,}85$ получим $\tau_{нi} = h_{нi} \approx 39 \div 41$ кДж/кг.

2-2. РАСХОДЫ ПАРА, ТЕПЛА И ТОПЛИВА НА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ БЕЗ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА

Расход пара на конденсационный турбоагрегат D_0, кг/с, определяется из условия энергетического баланса (рис. 2-2):

$$D_0 (i_0 - i_{к.а}) \eta_{oi} \eta_м \eta_г = W_э,$$

откуда

$$D_0 = \frac{W_э}{(i_0 - i_{к.а}) \eta_{oi} \eta_м \eta_г} = \frac{W_э}{(i_0 - i_к) \eta_м \eta_г} = \frac{W_э}{H_а \eta_{oi} \eta_м \eta_г} = \frac{W_э}{H_i \eta_м \eta_г}, \quad (2\text{-}26)$$

где $W_э$ — электрическая мощность генератора, кВт; $H_а = i_0 - i_{к.а}$ и $H_i = i_0 - i_к$ — соответственно адиабатное (изоэнтропийное), располагаемое и действительное теплопадение пара, кДж/кг; i_0 — начальная энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг; $i_{к.а}$ и $i_к$ — конечная энтальпия пара в турбине при адиабатном и действительном процессах, кДж/кг; η_{oi}, $\eta_м$ и $\eta_г$ — соответственно к. п. д. относительный внутренний, механический и электрического генератора.

Мерой технического совершенства конденсационного турбоагрегата в первом приближении может служить удельный расход пара d_0, г/кДж, равный с учетом предыдущего уравнения

$$d_0 = \frac{D_0}{W_э} \cdot 10^3 = \frac{10^3}{(i_0 - i_{к.а}) \eta_{oi} \eta_м \eta_г} = \frac{10^3}{H_а \eta_{oi} \eta_м \eta_г} = \frac{10^3}{H_i \eta_м \eta_г}. \quad (2\text{-}27)$$

Часовой расход пара D_0, выраженный в кг/ч, и удельный расход пара d_0, выраженный в кг/(кВт·ч), определяются формулами

$$D_0 = 3600 \frac{W_э}{H_i \eta_м \eta_г}; \quad (2\text{-}26а)$$

$$d_0 = \frac{3600}{H_i \eta_м \eta_г}. \quad (2\text{-}27а)$$

Для условий рабочего процесса современных конденсационных турбин $d_0 \approx 0{,}8$ г/кДж, или около 3 кг/(кВт·ч).

Удельный расход пара не характеризует полностью тепловую экономичность турбоустановки. На величине d_0 не отражается непосредственно потеря тепла в холодном источнике (в конденсаторе турбины). Мерой тепловой экономичности служит *расход тепла*.

Расход тепла на турбоустановку без промежуточного перегрева пара за единицу времени $Q_{ту}$, кВт, равен разности количеств тепла, подведенного к ней со свежим паром и отведенного с питательной водой:

$$Q_{ту} = D_0 (i_0 - i_{п.в}), \quad (2\text{-}28)$$

причем расход питательной воды принимается в первом приближении равным расходу свежего пара D_0.

Показателем тепловой экономичности, равноценным к. п. д. турбоустановки, служит *удельный расход тепла*:

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{W_э} = d_0 (i_0 - i_{п.в}), \quad (2\text{-}29)$$

где $Q_{ту}$ и $W_э$ измеряются в одинаковых единицах, а d_0 — в кг/кДж. При этом удельный расход тепла — величина, обратная к. п. д. турбоустановки:

$$\eta_{ту} = \frac{W_э}{Q_{ту}},$$

а именно

$$q_{ту} = \frac{1}{\eta_{ту}}. \quad (2\text{-}30)$$

Если $\eta_{ту} \approx 0{,}44 \div 0{,}46$, то удельный расход тепла на турбоустановку $q_{ту}$ также величина безразмерная, $q_{ту} \approx 2{,}2 \div 2{,}3$.

Если $W_э$ выражено в кВт, $Q_{ту}$ — в кДж/ч, то $q_{ту}$ получается в кДж/(кВт·ч):

$$\eta_{ту} = 3600 \frac{W_э}{Q_{ту}};$$

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{W_э} = \frac{3600}{\eta_{ту}}.$$

При $\eta_{ту}=0{,}44\div0{,}46$ $q_{ту}\approx 8100\div7800$ кДж/(кВт·ч).

Тепловая нагрузка парогенераторной установки, кВт, с учетом потерь тепла при транспорте пара и воды [см. рис. 2-1 и формулу (2-9)]

$$Q_{пг} = D_{пг}(i_{пг} - i^{пг}_{п.в}) = \frac{Q_{ту}}{\eta_{тр}} = \frac{D_0(i_0 - i_{п.в})}{\eta_{тр}}. \qquad (2\text{-}31)$$

Здесь приняты одинаковыми расход пара на турбину и паровая нагрузка парогенераторов, т. е. $D_{пг}=D_0$; энтальпии $i_{пг}$ и $i^{пг}_{п.в}$ относятся соответственно к пару на выходе из парогенератора и к питательной воде на входе в него.

При этом нужно иметь в виду, что давление пара у парогенератора на 1,0—1,5 МПа выше, чем перед турбиной, а температура пара на выходе из парогенератора примерно на 5°С выше, чем перед турбиной, температура и энтальпия питательной воды на выходе из турбоустановки и на входе в парогенератор практически одинаковы,

$$i^{пг}_{п.в} = i_{п.в}.$$

Тепловая нагрузка парогенераторной установки $Q_{пг}$ и расход тепла топлива $Q_с$ связаны выражением (2-8):

$$Q_с\eta_{пг} = Q_{пг}.$$

Удельный расход тепла на электростанцию

$$q_с = \frac{Q_с}{W_э} = \frac{Q_{пг}}{W_э\eta_{пг}} = \frac{Q_{ту}}{W_э\eta_{пг}\eta_{тр}} = \frac{q_{ту}}{\eta_{пг}\eta_{тр}}; \qquad (2\text{-}32)$$

если принять $\eta_{пг}=90\div94\%$; $\eta_{тр}=0{,}99$, $q_{ту}=2{,}2\div2{,}3$, то $q_с\approx2{,}4\div2{,}6$. Так как $q_{ту}=1/\eta_{ту}$ и $\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}=\eta_с$, где $\eta_с$ — к. п. д. электростанции, то

$$q_с = \frac{1}{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}} = \frac{1}{\eta_с}.$$

Удельный расход тепла в кДж/(кВт·ч) $q_с = \frac{3600}{\eta_с}$. Расход тепла топлива, выраженный в кДж/ч, составит:

$$Q_с = BQ^р_н, \qquad (2\text{-}33)$$

где B — расход топлива на парогенератор, кг/ч; $Q^р_н$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса парогенератора

$$BQ^р_н\eta_{пг} = D_{пг}(i_{пг} - i^{пг}_{п.в}). \qquad (2\text{-}34)$$

Если известна правая часть этого равенства, то можно определить к. п. д. парогенератора $\eta_{пг}$ по расходу топлива B (метод «прямого» баланса, применимый, например, при газовом или мазутном топливе) или по известному к. п. д. парогенератора $\eta_{пг}$ определить расход топлива B (метод «обратного» баланса, применяемый обычно при твердом топливе).

В последнем случае к. п. д. *парогенератора* определяют из уравнения теплового баланса полезной выработки и потерь тепла в парогенераторе:

$$\eta_{пг} = 100 - \sum_{j=2}^{j=6} q_j, \qquad (2\text{-}35)$$

где q_j — потери тепла в парогенераторе, %, а именно: $q_2=4\div6\%$ — потеря с физическим теплом уходящих газов; $q_3+q_4\approx1\div3\%$ — соответственно потери от химической и механической неполноты сгорания топлива; $q_5=0{,}5\%$ — потеря тепла рассеянием в окружающую среду; $q_6\approx0{,}5\%$ — потеря с физическим теплом жидких шлаков (при удалении шлака в жидком состоянии). Сумма потерь

$$\sum_{j=2}^{j=6} q_j = 6\div10\%,$$

чему соответствует к. п. д. парогенератора 90—94%.

Общее уравнение *теплового баланса электростанции* имеет вид:

$$Q_с\eta_с = BQ^р_н\eta_с = W_э. \qquad (2\text{-}36)$$

В Советском Союзе принято оценивать тепловую экономичность тепловых электростанций расходом условного топлива с теплотой сгорания $Q^р_н\approx29\,310$ кДж/кг$=29{,}31$ кДж/г. Тогда

$$B_у\cdot29{,}31\eta_с = W_э, \qquad (2\text{-}37)$$

где $B_у$ — расход условного топлива, г/с; $W_э$ — электрическая мощность, кВт. Мерой тепловой экономичности электростанции, наряду с к. п. д. $\eta_с$ и удельным расходом тепла $q_с$, служит *удельный расход условного топлива* $b_у$, г/кДж или г/(кВт·ч). Если значение $B_у$ выражено в г/с, то $b_у$, г/кДж:

$$b_у = \frac{B_у}{W_э} = \frac{1}{29{,}31\eta_с} = \frac{q_с}{29{,}31}.$$

Если $B_у$ выражено в кг/ч, то $B_у \cdot 29\,310 \eta_с = 3600\, W_э$ и удельный расход топлива определяется, г/(кВт·ч):

$$b_у = \frac{B_у}{W_э} \approx \frac{123}{\eta_с}.$$

Таким образом, удельный расход условного топлива обратно пропорционален к. п. д. электростанции и прямо пропорционален удельному расходу тепла на электростанцию. Для значений $\eta_с = 0{,}37 \div 0{,}4$, получим $b_у \approx \approx 0{,}085 \div 0{,}0925$ г/кДж (85—92,5 г/МДж) или 332—307 г/(кВт·ч). Снижение удельного расхода топлива на производство электроэнергии — одна из важнейших задач проектирования и эксплуатации тепловых электростанций.

2-3. РАСХОДЫ ПАРА, ТЕПЛА, ТОПЛИВА И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Промежуточный перегрев пара применяется на паротурбинных электростанциях с целью повышения их к. п. д., а также для ограничения конечной влажности пара в турбине при высоком его начальном давлении, когда повышение начальной температуры ограничено по технологическим или экономическим причинам. При промежуточном перегреве пар, проработавший в ряде ступеней (обычно — в части высоких давлений — ЧВД) турбины, отводится в промежуточный перегреватель, использующий тепло топлива, и после перегрева возвращается к следующим ступеням (части среднего давления — ЧСД) турбины (рис. 2-4).

Теплопадение пара и его работа в турбине возрастают, вследствие чего уменьшается расход пара на турбину:

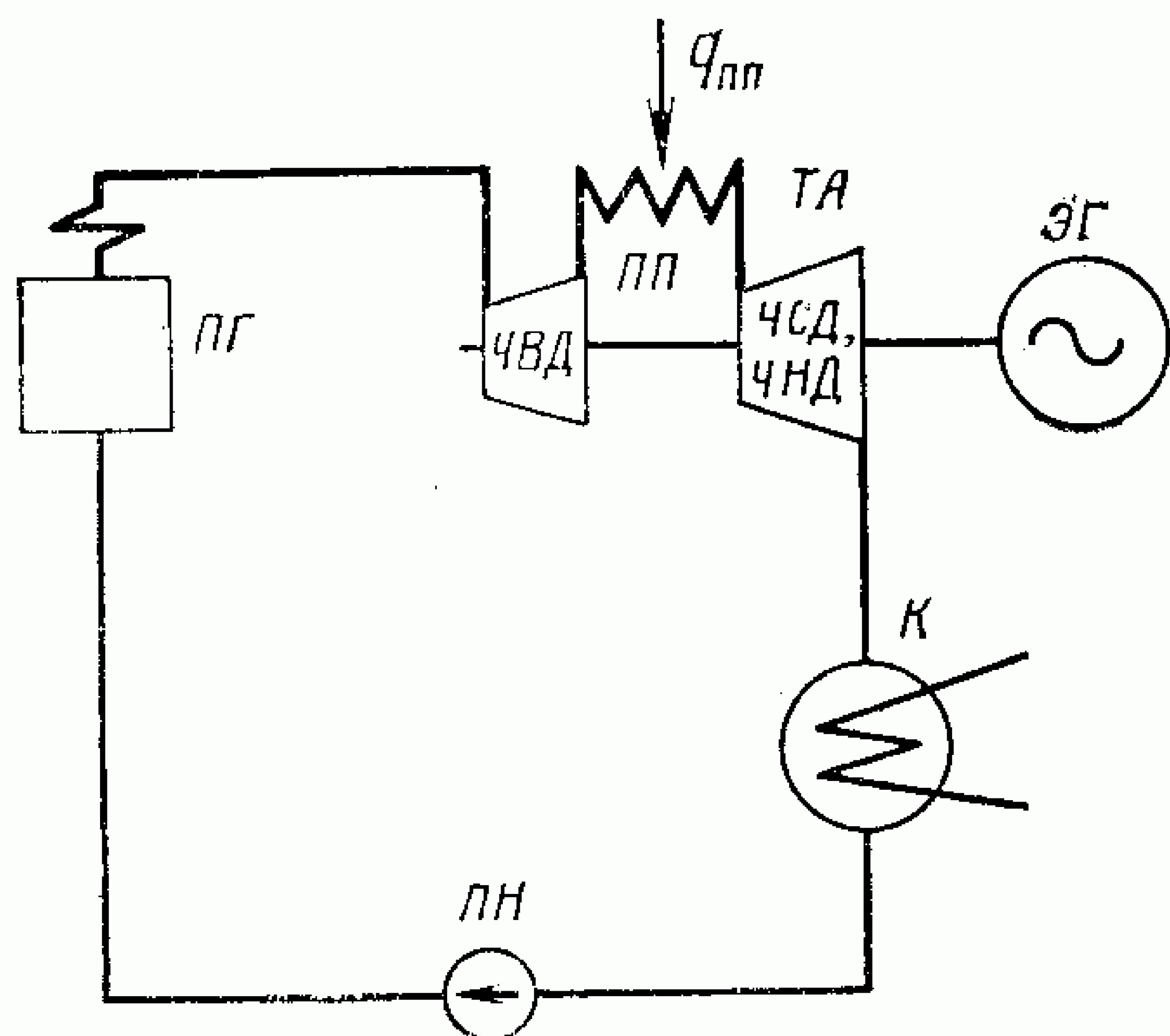


Рис. 2-4. Принципиальная тепловая схема простейшей конденсационной электростанции с промежуточным перегревом пара.

ПП — промежуточный перегреватель пара; $q_{пп}$ — тепло промежуточного перегрева.

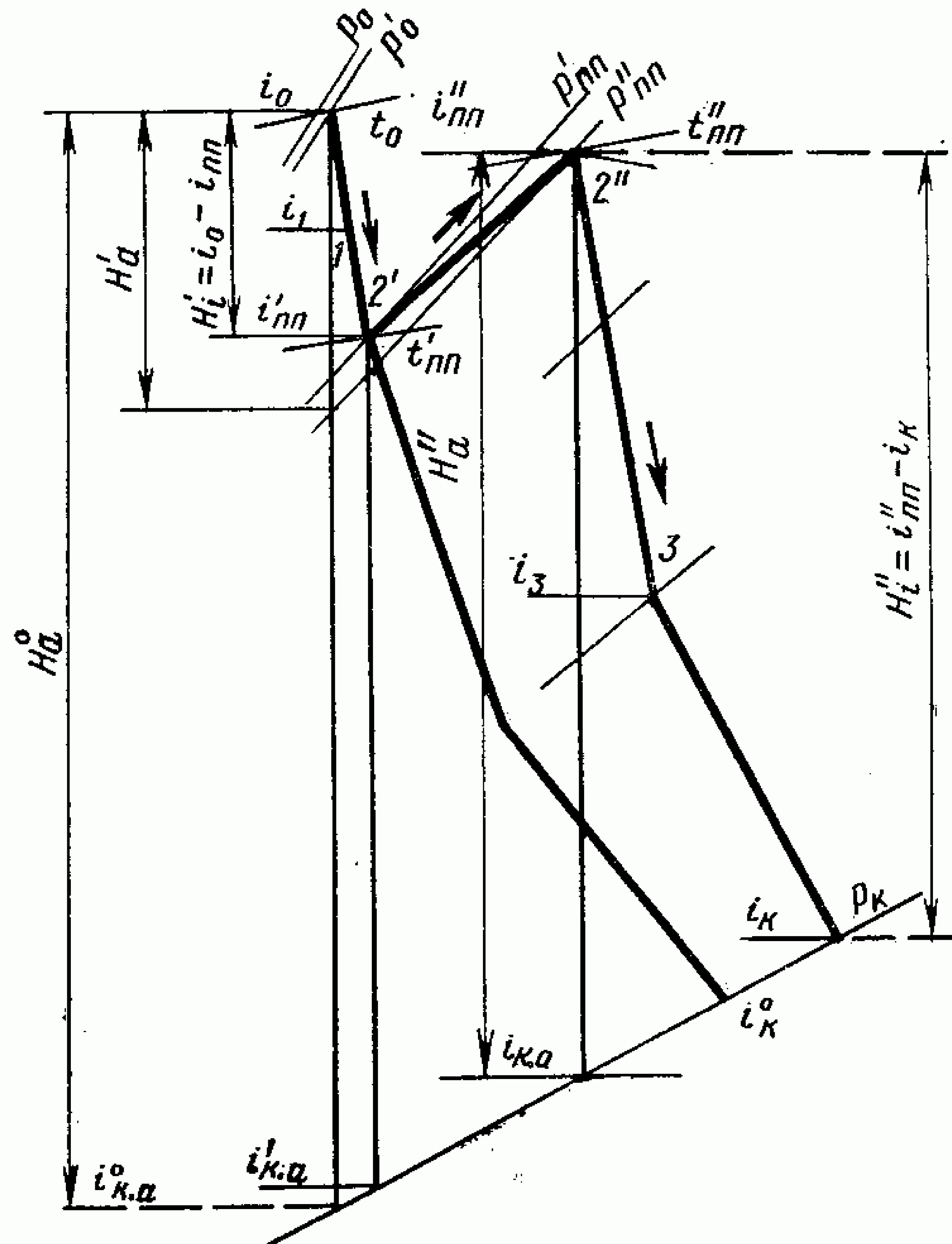


Рис. 2-5. Процессы работы пара в конденсационной турбине с промежуточным перегревом пара и без него в *i, s*-диаграмме.

$$D_0 = \frac{W_э}{H_а \eta_{oi} \eta_м \eta_г} = \frac{W_э}{(H'_а + H''_а)\, \eta_{oi} \eta_м \eta_г}, \quad (2\text{-}38)$$

где теплопадение пара при промежуточном перегреве $H_а$ равно сумме теплопадений до и после промежуточного перегрева $H'_а + H''_а$ (рис. 2-5):

$$H_а = i_0 - i^0_{пп} + i_{пп} - i_{к.а} = H'_а + + H''_а > H^0_а = i_0 - i^0_{к.а};$$

величины $H^0_а$ и $i^0_{к.а}$ — относятся к процессу без промежуточного перегрева пара.

Увеличение адиабатного теплопадения пара обусловлено более высокими его температурами после промежуточного перегрева. Действительное теплопадение возрастает дополнительно благодаря росту внутреннего относительного к. п. д. ступеней турбины после промежуточного перегрева:

$$\eta_{oi} > \eta^0_{oi}, \text{ так как } \eta''_{oi} > \eta^{0\,''}_{oi}$$

и

$$H''_i = H''_а \eta''_{oi} > H^{0\,''}_i = H^{0\,''}_а \eta^{0\,''}_{oi};$$

здесь индекс «0» относится к процессу без промежуточного перегрева пара.

Соответственно благодаря промежуточному перегреву уменьшается и удельный расход пара на турбину:

$$d_0 = \frac{D_0}{W_э} = \frac{1}{H_а \eta_{oi} \eta_м \eta_г} = \frac{1}{(H'_а + H''_а)\, \eta_{oi} \eta_м \eta_г}. \quad (2\text{-}39)$$

Расход тепла на турбоустановку с промежуточным перегревом пара:

$$Q_{ту} = D_0 Q_0^{пп} = D_0 (i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}), \quad (2\text{-}40)$$

где тепло, сообщаемое пару при промежуточном перегреве, $q_{пп} = i_{пп} - i^0_{пп}$ определяется температурой и давлением пара на выходе из ЧВД и на входе в ЧСД турбины. Коэффициент $\alpha_{пп} \leqslant 1$ — доля пропуска пара через промежуточный перегреватель, меньшая единицы в случае отвода части пара из турбины до промежуточного перегрева ($i^0_{пп} = i'_{пп}$; $i_{пп} = i''_{пп}$).

Соответственно удельный расход тепла на турбоустановку при промежуточном перегреве пара

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{W_э} = d_0 (i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}). \quad (2\text{-}41)$$

Удельный расход пара благодаря промежуточному перегреву уменьшается, однако расход тепла на единицу массы (1 кг) пара $Q_0^{пп} = i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}$ по сравнению с турбоустановкой без промежуточного перегрева пара возрастает. Таким образом, вопрос о влиянии промежуточного перегрева пара на к. п. д. турбоустановки и электростанции требует дополнительного анализа (см. гл. 4). Коэффициент полезного действия конденсационной турбоустановки с промежуточным перегревом пара, как и без него,

$$\eta_{ту} = \frac{W_э}{Q_{ту}}.$$

При промежуточном перегреве пара в формуле к. п. д. транспорта тепла

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}}$$

тепловая нагрузка парогенератора определяется по выражению

$$Q_{пг} = D_{пг} (i_{пг} - i_{п.в} + \alpha_{пп} q^{пг}_{пп}); \quad (2\text{-}42)$$

при этом

$$q^{пг}_{пп} = i^{пг}_{пп} - i^{0пг}_{пп};$$

энтальпии пара $i^{0пг}_{пп}$ и $i^{пг}_{пп}$ определяются соответственно значениями температуры и давления пара до и после промежуточного перегрева в парогенераторе; при этом

$$t^{0пг}_{пп} < t^0_{пп}; \quad t^{пг}_{пп} > t_{пп};$$

$$p^{0пг}_{пп} < p^0_{пп}; \quad p^{пг}_{пп} > p_{пп}.$$

Здесь $t^{0пг}_{пп}$ и $t^0_{пп}$ означают температуры, а $p^{0пг}_{пп}$ и $p^0_{пп}$ — давления пара соответственно у парогенератора и у турбины до промежуточного перегрева, а $t^{пг}_{пп}$, $t_{пп}$ и $p^{пг}_{пп}$, $p_{пп}$ — то же после промежуточного перегрева (см. рис. 2-4). Разность температур пара у парогенератора и турбины обычно около 5°C, а разность давлений пара у парогенератора и турбины составляет 2—3%. Общая потеря давления пара, включая потерю его в промежуточном перегревателе, около 10% давления перегреваемого пара.

Тепловой баланс парогенератора при промежуточном перегреве пара выражается равенством

$$BQ^р_н \eta_{пг} = D_{пг} (i_{пг} - i_{п.в} + \alpha_{пп} q^{пг}_{пп}), \quad (2\text{-}43)$$

где в соответствии с предыдущим $\alpha_{пп} \leqslant 1$.

Из уравнения (2-43) определяется расход топлива B (или к. п. д. парогенератора, если расход топлива известен).

Коэффициент полезного действия электростанции $\eta_с$, удельный расход тепла на электростанцию $q_с$, удельный расход условного топлива $b_у$ выражаются вышеприведенными формулами, которые можно объединить следующим образом:

$$\eta_с = \frac{W_э}{BQ^р_н} = \frac{W_э}{Q_с} = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг} = \frac{3600}{q_с} \approx \frac{123}{b_у}, \quad (2\text{-}44)$$

где $q_с$ выражено в кДж/(кВт·ч), а $b_у$ в г/(кВт·ч).

Промежуточный перегрев пара, дающий экономию топлива 4—7%, осуществляют на всех энергоблоках конденсационных электростанций.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

3-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Процесс производства электроэнергии на теплоэлектроцентралях характеризуется повышенной тепловой экономичностью и более высокими энергетическими показателями по сравнению с конденсационными электростанциями. Это объясняется тем, что отработавшее тепло турбины, будучи отведено в холодный источник (приемники тепла у внешнего потребителя), там используется.

При полном использовании отработавшего тепла турбин потеря тепла в холодном источнике отсутствует, а при частичном — в холодном источнике теряется значительно менее тепла, чем на конденсационной электростанции.

При снабжении потребителей электроэнергией, вырабатываемой конденсационными электростанциями (или гидроэлектростанциями) тепло к потребителям должно подаваться из парогенераторных установок или водогрейных котельных с паром или горячей водой, получаемых в результате непосредственного сжигания дополнительного топлива.

При снабжении потребителей данного района электрической энергией конденсационными электростанциями, а тепловой — парогенераторными установками или котельными происходит процесс *раздельного* производства этих двух видов энергии. В этом случае конденсационная электростанция и котельные составляют раздельную установку. На теплоэлектроцентралях применяют теплофикационные турбины двух видов: с противодавлением для полного использования отработавшего тепла и с конденсацией и отборами пара для частичного его использования.

На теплоэлектроцентралях Советского Союза устанавливают преимущественно турбины с конденсацией и отборами пара или турбины этого типа в сочетании с турбинами с противодавлением.

Энергетические показатели теплофикационных турбоустановок с противодавлением необходимо рассматривать, как правило, в сочетании с турбоустановками с конденсацией пара. Это обусловливается преобладанием потребления электрической энергии, что требует применения турбин с конденсацией пара.

Идеи комбинированного производства электрической и тепловой энергии и теплофикации, зародившиеся и осуществляемые в широком масштабе в нашей стране, распространяются все шире в других странах, в первую очередь в странах с социалистическим строем.

Имея в виду обязательность, как правило, применения вместе с теплофикационными турбинами с противодавлением турбин с конденсацией пара, нужно отметить, что чисто теплофикационными являются именно турбины с противодавлением (или с противодавлением и отборами пара), с полным использованием отработавшего тепла. Турбины с конденсацией и теплофикационными отборами пара по существу являются турбинами смешанного типа. Однако у новейших турбин с конденсацией и теплофикациоными отборами конструкции Уральского турбомоторного завода предусмотрено использование тепла пара, поступающего в конденсатор, для подогрева воды, направляемой внешнему потребителю, в теплофикационном встроенном в конденсатор трубном пучке.

При работе с включенным встроенным пучком, т. е. с полным использованием отработавшего тепла, такие турбины становятся чисто теплофикационными.

В ряде случаев турбины с конденсацией и регулируемыми отборами пара, работая с полной загрузкой отборов и минимальным вентиляционным пропуском пара в конденсатор, по своим энергетическим свойствам также весьма близки к чисто теплофикационным турбинам.

3-2. РАСХОДЫ ПАРА И ТЕПЛА НА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТУРБОУСТАНОВКИ

Турбины с противодавлением

Пропуск пара через турбину с противодавлением определяется размером теплового потребления (рис. 3-1,*а*). Отпуск тепла внешнему потребителю равен, кВт (кДж/ч),

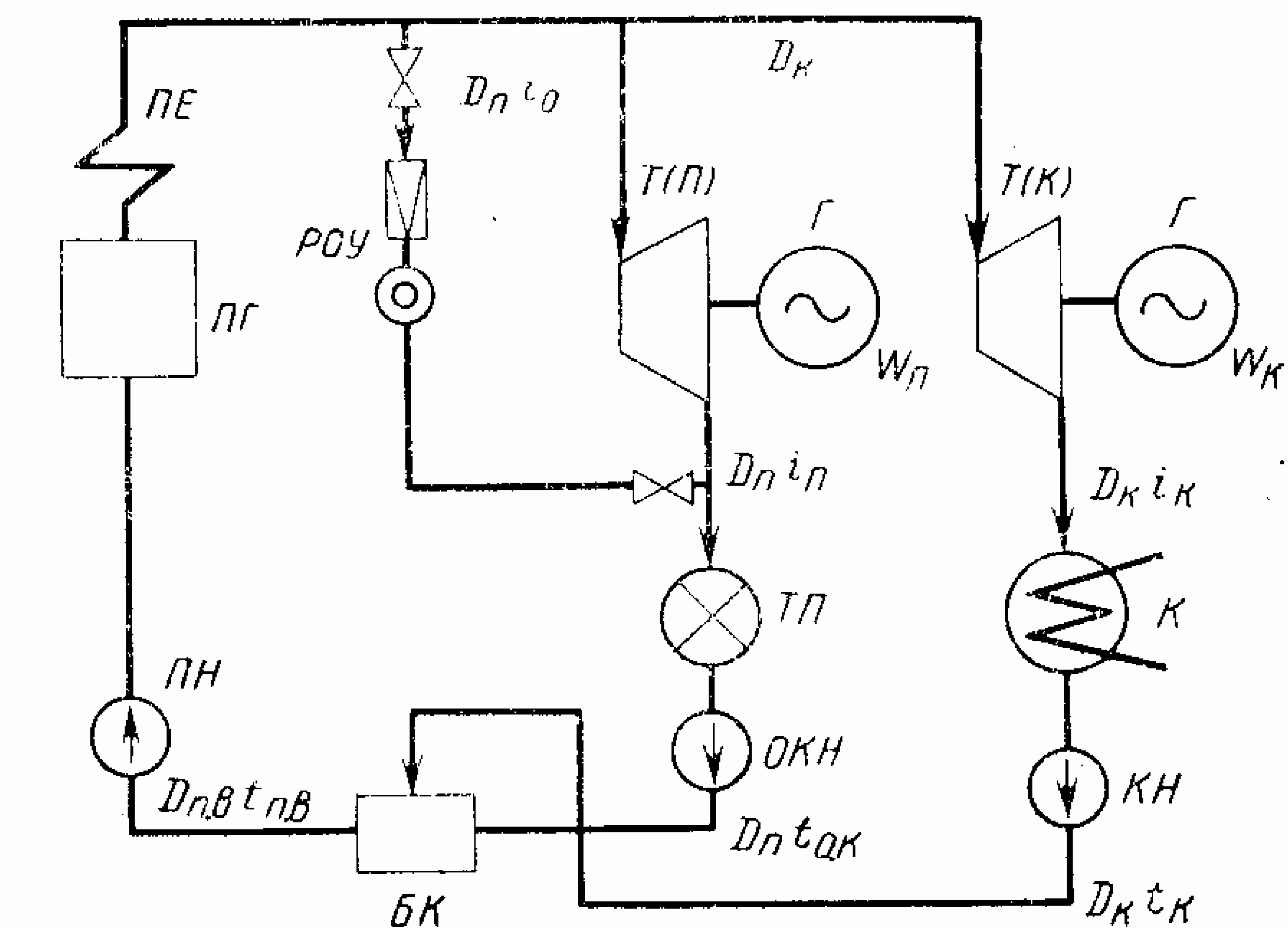
$$Q_{\text{т}}^{0}=Q_{\text{т}}\eta_{\text{т}}=D_{\text{т}}(i_{\text{т}}-i_{\text{о.к}}^{\text{в}})\,\eta_{\text{т}}, \tag{3-1}$$

где $Q_{\text{т}}=D_{\text{т}}(i_{\text{т}}-i^{\text{в}}_{\text{о.к}})$ — затрата тепла на внешнего потребителя, кВт(кДж/ч); $D_{\text{т}}$ — расход пара на внешнего потребителя, кг/с (кг/ч); $i_{\text{т}}$ — энтальпия отработавшего пара, используемого для внешнего потребления, кДж/кг; $i^{\text{в}}_{\text{о.к}}$ — энтальпия «обратного» конденсата, возвращаемого внешним потребителем на ТЭЦ, кДж/кг.

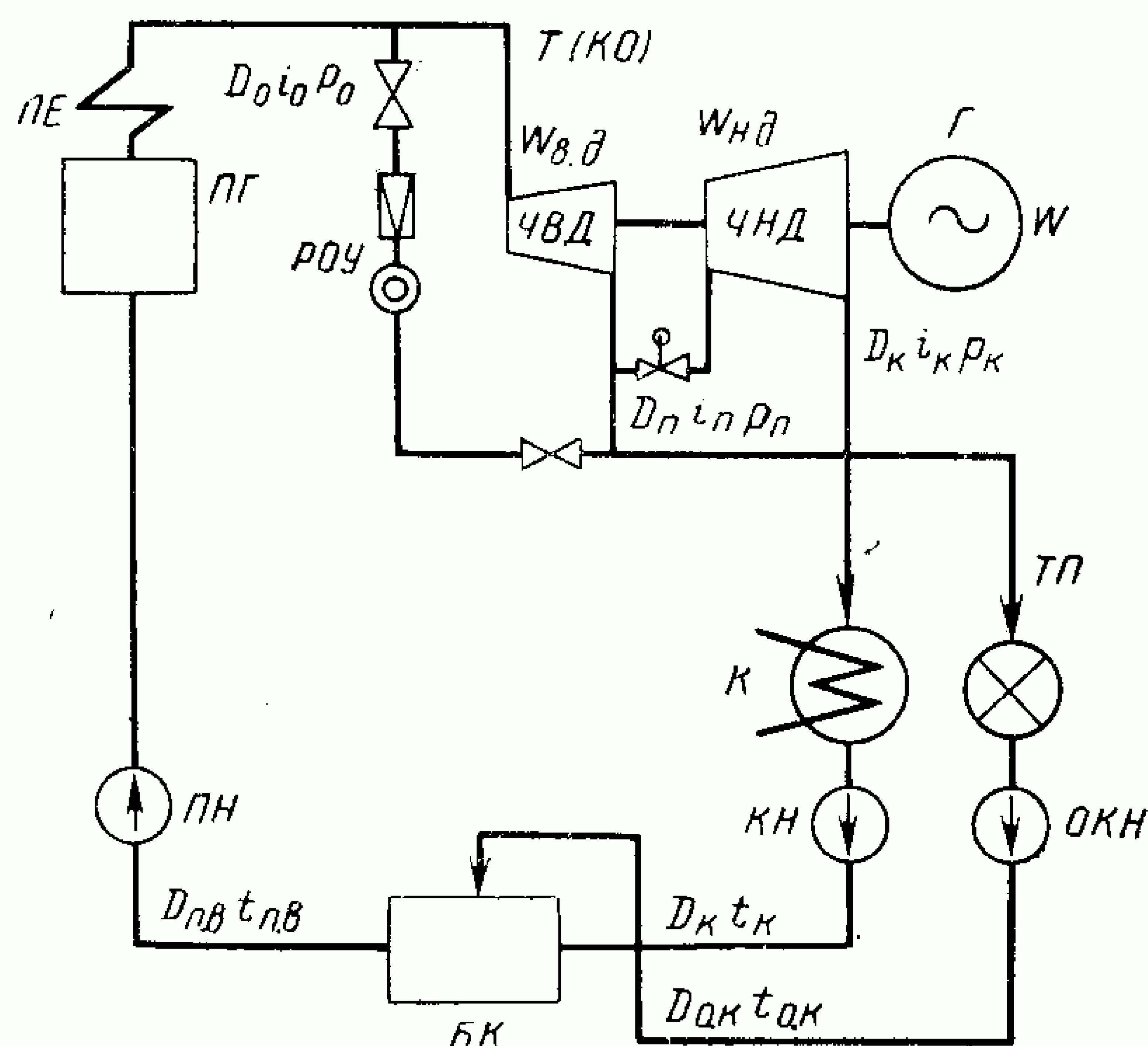
Выражение (3-1) составлено в предположении полного возврата конденсата потребителем на ТЭЦ, т. е. $D_{\text{о.к}}=D_{\text{т}}$, где $D_{\text{о.к}}$ — количество обратного конденсата, кг/с(кг/ч); $\eta_{\text{т}}$ — к. п. д. установки для отпуска тепла (теплообменники, трубопроводы с арматурой), учитывающий рассеяние тепла при отпуске его на ТЭЦ внешнему потребителю и равный численно 0,98—0,99.

При отпуске тепла на технологические цели промышленным предприятием обычно задаются отпуск пара $D_{\text{т}}$ и его параметры; при отпуске тепла с горячей водой на отопление, вентиляцию, бытовые нужды населенных мест или для промышленных предприятий задают отпуск тепла $Q^{0}_{\text{т}}$ и параметры воды.

Электрическая мощность турбоагрегата с противодавлением $W_{\text{э}}$ определяется пропуском пара через него $D_{\text{т}}$, связанного с расходом тепла $Q_{\text{т}}$ формулой (3-1), и параметрами рабочего процесса турбины (рис. 3-2,*а*).



а)



б)

Рис. 3-1. Тепловые схемы простейших теплоэлектроцентралей.

а — с турбиной с противодавлением Т (П) и параллельно работающей конденсационной турбиной Т (К); *б* — с турбиной с отбором и конденсацией пара Т (КО); *ТП* — тепловой потребитель; *ОКН* — насос обратного конденсата от теплового потребителя; *БК* — бак конденсата; *РОУ* — редукционно-охладительная установка (индекс п заменен в тексте индексом т).

Уравнение *энергетического баланса турбоагрегата с противодавлением* имеет вид:

$$W_э = D_т (i_0 - i_{т.а}) \eta_{oi} \eta_м \eta_г, \qquad (3\text{-}2)$$

где $W_э$ — электрическая мощность, кВт; i_0 и $i_{т.а}$ — соответственно энтальпия пара перед турбиной и после адиабатного (изоэнтропийного) расширения в ней кДж/кг.

Из уравнения (3-2) определяется также возможный пропуск пара через турбину с противодавлением, кг/с, если заданы значение $W_э$ и параметры пара, а именно:

$$D_т = \frac{W_э}{(i_0 - i_{т.а}) \eta_{oi} \eta_м \eta_г}.$$

Заменив в формуле (3-2) расхода пара $D_т$ расходом тепла на внешнего потребителя $Q_т$, по уравнению (3-1) получим:

$$W_э = \frac{(i_0 - i_{т.а}) \eta_{oi} \eta_м \eta_г}{i_т - i^в_{о.к}} Q_т, \qquad (3\text{-}3)$$

или

$$W_э = \frac{H_а}{q_т} \eta_{oi} \eta_м \eta_г Q_т,$$

где $H_а$ — адиабатное теплопадение пара в турбине, кДж/кг; $q_т = i_т - i^в_{о.к}$ — расход тепла на внешнего потребителя на единицу массы (1 кг) отработавшего пара, кДж/кг.

Для оценки энергетического совершенства процесса выработки электроэнергии на ТЭЦ большое значение имеет *относительная (удельная) выработка* электрической мощности (электроэнергии) на тепловом потреблении э, с учетом уравнения (3-3) равная (в безразмерных единицах):

$$э = \frac{W_э}{Q_т} = \frac{i_0 - i_{т.а}}{i_т - i^в_{о.к}} \eta_{oi} \eta_м \eta_г = \frac{H_а}{q_т} \eta_{oi} \eta_м \eta_г. \qquad (3\text{-}4)$$

Для часового промежутка времени

$$D_т = \frac{3600 W_э}{H_а \eta_{о.э}};$$

$$W_э = \frac{H_а \eta_{о.э}}{3600} \frac{Q_т \cdot 10^6}{q_т},$$

где $Q_т$ выражено в ГДж/ч, $D_т$ — в кг/ч и $W_э$ — в кВт. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж, составит,

$$э = \frac{W_э}{Q_т} = \frac{10^3}{3,6} \frac{H_а}{q_т} \eta_{о.э}. \qquad (3\text{-}4а)$$

Численное значение э находится в пределах 50—180 кВт·ч/ГДж, возрастая с повышением начальных параметров и энтальпии i_0 и со снижением конечного давления пара в турбине и энтальпии $i_{т.а}$.

Полный расход тепла на турбоустановку с противодавлением, кВт, если отпускаемый пар и его конденсат у потребителя не теряются:

$$Q_{ту} = D_т (i_0 - i^в_{о.к}). \qquad (3\text{-}5)$$

Это тепло расходуется на выработку внутренней мощности турбины $W_i = D_т (i_0 - i_т) = D (i_0 - i_{т.а}) \eta_{oi}$ (где $i_т$ — энтальпия отработавшего пара в действительном процессе, кДж/кг), и на внешнего потребителя в размере $Q_т = D_т (i_т - i^в_{о.к})$, а именно:

$$Q_{ту} = D_т (i_0 - i_т) + D_т (i_т - i^в_{о.к}) = W_i + Q_т. \qquad (3\text{-}6)$$

В энергетике Советского Союза принято общий расход тепла на установку с комбинированным производством электрической и те-

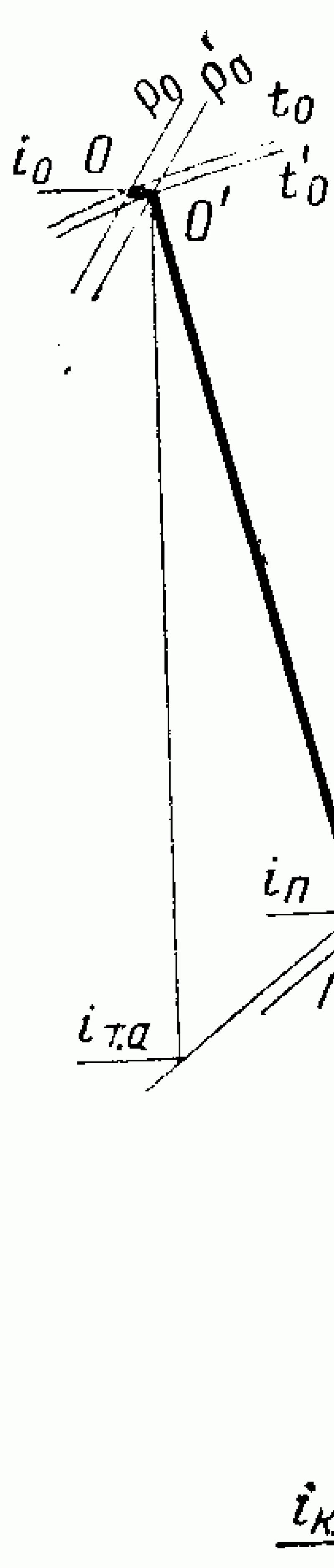


Рис. 3-2. Процессы работы пара в теплофикационных турбинах: с противодавлением (ОП) и с регулируемым отбором и конденсацией пара (ОПК).

пловой энергии распределять между этими двумя видами энергии. По принятому в нашей стране *физическому* методу распределения расхода тепла (и топлива) на долю тепловой энергии относится действительная затрата тепла на нее, т. е. в пределах турбоустановки величина $Q_т$; на долю электрической энергии остальной расход тепла, а именно для турбины с противодавлением, в соответствии с формулой (3-6)

$$Q^э_{ту} = Q_{ту} - Q_т = W_i = W_э + W_м + W_г, \qquad (3\text{-}7)$$

т. е. в данном случае расход тепла на производство электроэнергии турбоустановкой равен внутренней мощности турбины W_i, кВт (потеря тепла в конденсаторе при производстве электроэнергии отсутствует); $W_м$ и $W_г$ означают потери механические в турбине и механические и электрические в генераторе, кВт.

При принятом методе распределения тепла между электрической и тепловой энергией расход тепла на электроэнергию минимально возможный, устанавливаемый первым законом термодинамики и равный тепловому эквиваленту работы пара в турбине.

Установка на ТЭЦ турбин с противодавлением допустима лишь при обеспеченном и равномерно высоком тепловом потреблении.

На ТЭЦ в Советском Союзе устанавливают, как правило, теплофикационные турбины с конденсацией и регулируемыми отборами пара или турбины с противодавлением в сочетании с ними.

Турбины с конденсацией и регулируемыми отборами пара

Расход пара на теплофикационную турбину с конденсацией и регулируемым отбором D_0 можно определить из уравнения энергетического баланса турбоагрегата, суммируя, например, мощность части высокого давления турбины до отбора (без промежуточного перегрева пара) $W_i^{в.д} = D_0(i_0 - i_т)$ и мощность части низкого давления турбины после отбора $W_i^{н.д} = D_к(i_т - i_к)$ (рис. 3-1,*б*). Таким образом,

$$W_i^{в.д} + W_i^{н.д} = W_i$$

или

$$D_0(i_0 - i_т) + D_к(i_т - i_к) = W_i, \qquad (3\text{-}8)$$

где $i_к$ — энтальпия пара на выходе из турбины, кДж/кг, а пропуск пара в конденсатор определяется из условия материального баланса:

$$D_т + D_к = D_0, \qquad (3\text{-}9)$$

в котором $D_к$ — пропуск пара через часть низкого давления турбины в конденсатор (рис. 3-2).

Расход пара на теплофикационную турбину с конденсацией и отбором внешнему потребителю зависит в основном от электрической мощности $W_э$ и затраты тепла на теплового потребителя $Q_т$ или отбора пара $D_т$ определенных параметров.

Исключая в уравнении (3-8) расход пара в ЧНД турбины $D_к$, получаем:

$$D_0(i_0 - i_т) + (D_0 - D_т)(i_т - i_к) = W_i,$$

откуда

$$D_0 = \frac{W_i}{i_0 - i_к} + \frac{i_т - i_к}{i_0 - i_к} D_т. \qquad (3\text{-}10)$$

Первое слагаемое в формуле (3-10)

$$\frac{W_i}{i_0 - i_к} = \frac{W_э}{(i_0 - i_к)\eta_м\eta_г} = D_{к0},$$

т. е. равно расходу свежего пара $D_{к0}$ на конденсационную турбину такой же мощности $W_э$ и с таким же процессом работы пара — с одинаковым теплопадением $H_{кi} = i_0 - i_к$. Обозначим отношение

$$\frac{i_т - i_к}{i_0 - i_к} = y_т. \qquad (3\text{-}11)$$

Относительную величину недоработанного из-за отбора пара теплопадения $y_т$ называют *коэффициентом недовыработки*. Значение коэффициента $y_т$ изменяется от 0 (для отработавшего пара, отводимого в конденсатор) до 1 (для свежего пара); оно возрастает с повышением давления отбираемого пара. С учетом выражения (3-11) уравнение (3-10) для расхода пара на теплофикационную турбину с конденсацией и регулируемым отбором пара принимает вид:

$$D_0 = D_{к0} + y_т D_т. \qquad (3\text{-}10а)$$

Расход пара на турбину с конденсацией и отбором больше расхода пара на турбину

такой же электрической мощности $W_э$ и с таким же теплопадением пара $H_{кi}=i_0-i_к$ на произведение отбора пара $D_т$ на коэффициент недовыработки, являющийся правильной дробью: $0\leqslant y_т\leqslant 1$. Таким образом, $D_0>D_{к0}$ и $D_0<D_{к0}+D_т$. Расход пара на турбину D_0 возрастает тем больше, чем больше отбор $D_т$ и чем больше коэффициент недовыработки $y_т$, т. е. чем выше давление отбираемого пара. При отключении отбора, когда $D_т=0$, расход пара на теплофикационную турбину $D_0=D_{к0}$, т. е. равен расходу пара при конденсационном режиме.

Коэффициент недовыработки $y_т$ по уравнению (3-11) имеет следующий смысл:

$$y_т=\frac{D_0-D_{к0}}{D_т}, \qquad (3\text{-}12)$$

т. е. $y_т$ характеризует относительное увеличение расхода пара на турбину из-за отбора $D_0-D_{к0}$ на единицу величины отбора $D_т$.

Пользуясь уравнениями материального (3-9) и энергетического (3-10а) баланса, определим пропуск пара в конденсатор:

$$D_к=D_0-D_т=D_{к0}+y_тD_т-D_т=$$
$$=D_{к0}-(1-y_т)D_т. \qquad (3\text{-}13)$$

Таким образом, расход пара через ЧНД турбины и пропуск его в конденсатор $D_к$ по сравнению с конденсационным режимом без отбора пара $D_{к0}$ уменьшается на

$$\Delta D_к=D_{к0}-D_к=(1-y_т)D_т=\frac{i_0-i_т}{i_0-i_к}D_т, \qquad (3\text{-}13а)$$

т. е. уменьшение пропуска пара в конденсатор тем больше, чем больше отбор $D_т$ и чем больше теплопадение пара отбора $i_0-i_т$, т. е. чем ниже давление отбираемого пара.

Полный расход тепла на турбоустановку (без промежуточного перегрева) с конденсацией и отбором пара на внешнего потребителя:

$$Q_{ту}=D_0(i_0-i_{п.в}).$$

Расход питательной воды в данном случае состоит из потоков конденсата турбины $D_к$ и обратного конденсата внешнего потребителя $D_{о.к}$, причем принято, что $D_{о.к}=D_т$.

Таким образом, энтальпия питательной воды определяется по уравнению смешения:

$$D_0i_{п.в}=D_кi^в_к+D_тi^в_{о.к}.$$

Имея в виду, что $D_0=D_т+D_к$, получим:

$$Q_{ту}=[D_0(i_0-i_т)+D_к(i_т-i_к)]+$$
$$+D_к(i_к-i^в_к)+D_т(i_т-i^в_{о.к}).$$

Последнее уравнение можно написать в виде

$$Q_{ту}=W_i+Q_к+Q_т. \qquad (3\text{-}14)$$

Здесь внутренняя мощность турбины по уравнению (3-8)

$$W_i=D_0(i_0-i_т)+D_к(i_т-i_к);$$

потеря тепла в конденсаторе турбины

$$Q_к=D_к(i_к-i^в_к)=D_кq_к,$$

где $q_к=i_к-i^в_к$,

расход тепла на внешнего потребителя

$$Q_т=D_т(i_т-i^в_{о.к})=D_тq_т, \text{ где } q_т=i_т-i^в_{о.к}.$$

По принятому методу распределения тепла между электрической и тепловой энергией расход тепла на производство электроэнергии теплофикационной турбоустановкой с конденсацией и отбором пара равен полному расходу тепла за вычетом затраты его на внешнего потребителя и в соответствии с формулой (3-14)

$$Q^э_{ту}=Q_{ту}-Q_т=W_i+Q_к. \qquad (3\text{-}15)$$

Для турбоустановки с противодавлением $Q_к=0$ и, как частный случай, $Q^э_{ту}=W_i$, что было получено выше. При чисто конденсационном режиме, без отбора пара, при той же мощности и том же рабочем процессе пара

$$Q^0_{ту}=W_i+Q^0_к,$$

где $Q^0_к$ — потеря тепла в конденсаторе при работе без отбора:

$$Q^0_к=D_{к0}(i_к-i^в_к)=D_{к0}q_к, \text{ где } q_к=i_к-i^в_к.$$

Итак, расход тепла на теплофикационную турбоустановку с конденсацией и регулируемым отбором пара составляется из внутренней мощности турбины, потери тепла в конденсаторе и затраты тепла на внешнего потребителя. Следовательно, экономия тепла на производство электроэнергии турбоустановкой благодаря комбинированному производству электрической и тепловой энергии составляет:

$$\Delta Q^э_{ту}=Q^0_{ту}-Q^э_{ту}=Q^0_к-Q_к=$$
$$=(D_{к0}-D_к)q_к=\Delta D_кq_к=\Delta Q_к.$$

Ранее было получено, что уменьшение пропуска пара в конденсатор благодаря комбинированному процессу производства двух видов энергии составляет:

$$\Delta D_к=(1-y_т)D_т,$$

поэтому

$$\Delta Q^э_{ту}=(1-y_т)D_тq_к. \qquad (3\text{-}16)$$

Таким образом, экономия тепла, расходуемого на производство электроэнергии тепло-

фикационной турбоустановкой по сравнению с конденсационной, равна уменьшению потерь тепла в конденсаторе турбины. Экономия тепла тем больше, чем больше отбор пара на внешнего потребителя $D_т$, чем больше совершаемая этим паром работа (чем меньше коэффициент недовыработки $y_т$) и чем больше потеря тепла в конденсаторе турбины каждой единицей массы конденсируемого пара.

К такому же выводу приходим, сравнивая полный расход тепла на теплофикационную турбоустановку по формуле (3-14):

$$Q_{ту}=W_i+Q_к+Q_т$$

с суммарным расходом тепла на раздельную установку $Q_{р.у}$, состоящую из конденсационной турбоустановки мощностью W_i и парогенераторной установки низкого давления с расходом тепла $Q_т$, для которой

$$Q_{р.у}=W_i+Q^0_к+Q_т, \qquad (3\text{-}17)$$

так как в этом случае также

$$\Delta Q=Q_{р.у}-Q_{ту}=Q^0_к-Q_к=\Delta Q_к.$$

Заменяя в выражении (3-16) $D_т=Q_т/q_т$, где $Q_т$ выражено в кДж/ч, напишем:

$$\Delta Q^э_{ту}=(1-y_т)\,Q_т\,\frac{q_к}{q_т}. \qquad (3\text{-}18)$$

Относительная экономия тепла, расходуемого на производство электроэнергии, на единицу затрачиваемого на внешнего потребителя тепла:

$$\Delta q^э_{ту}=\frac{\Delta Q^э_{ту}}{Q_т}=(1-y_т)\,\frac{q_к}{q_т}\approx 1-y_т. \qquad (3\text{-}19)$$

Относительная экономия тепла зависит главным образом от потенциала отбираемого тепла (давления отбора), от доли теплопадения пара отбора:

$$1-y_т=1-\frac{i_т-i_к}{i_0-i_к}=\frac{i_0-i_т}{i_0-i_к}=\frac{H_т}{H_к}.$$

При значениях $y_т=0{,}2\div0{,}4\div0{,}6$ относительная экономия тепла на единицу отпускаемого тепла ($\eta_т=1$) составляет соответственно $\Delta q^э_{ту}\approx0{,}8\div0{,}6\div0{,}4$.

Написанные выше формулы для расходов тепла относятся к турбоустановкам без промежуточного перегрева пара. Так как теплофикационные отборы турбины выполняются с давлением ниже давления промежуточного перегрева пара, то коэффициент недовыработки при промежуточном перегреве пара имеет вид:

$$y^{пп}_т=\frac{H_т}{H_к}=\frac{i_т-i_к}{i_0-i^0_{пп}+i_{пп}-i_к}, \qquad (3\text{-}11а)$$

где $H_т=i_т-i_к$ и $H_к=i_0-i^0_{пп}+i_{пп}-i_к=H'+H''=i_0-i_к+q_{пп}$ — недоработанное паром отбора и полное теплопадение конденсируемого пара; $i^0_{пп}$ и $i_{пп}$ — энтальпия пара у турбин до и после промежуточного перегрева; $q_{пп}=i_{пп}-i^0_{пп}$ — тепло промежуточного перегрева; H' и H'' — теплопадение пара в ЧВД и ЧНД турбины до и после промежуточного перегрева пара (см. рис. 2-5).

3-3. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТЭЦ

В соответствии с распределением расхода тепла на ТЭЦ между электрической и тепловой энергией различают к. п. д. ТЭЦ по производству и отпуску электрической энергии и по производству и отпуску тепловой энергии.

Коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки *по производству электроэнергии* за единицу времени (одну секунду):

$$\eta^э_{ту}=\frac{W_э}{Q^э_{ту}}=\frac{W_э}{Q_{ту}-Q_т}, \qquad (3\text{-}20)$$

где $Q_{ту}$ и $Q_т$ — соответственно расход тепла турбоустановкой полный и на внешнего потребителя, кВт.

Коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки *по отпуску тепловой энергии* равен к. п. д. установки для отпуска тепла:

$$\eta^т_{ту}=\eta_т=\frac{Q^0_т}{Q_т}, \qquad (3\text{-}21)$$

где $Q^0_т$ и $Q_т$ — соответственно отпуск тепла внешнему потребителю и затрата тепла на него турбоустановкой.

Коэффициенты полезного действия парогенератора $\eta_{пг}$ и транспорта тепла (трубопроводов) $\eta_{тр}$ не различаются для электрической и тепловой энергии; они определяются едиными для обоих видов энергии процессами. С учетом этих к. п. д. получим для процесса производства электрической энергии тепловую нагрузку парогенераторов:

$$Q^э_{пг}=\frac{Q^э_{ту}}{\eta_{тр}};$$

расход тепла топлива на станции

$$Q^э_с=\frac{Q^э_{пг}}{\eta_{пг}};$$

к. п. д. ТЭЦ по *производству электрической энергии*

$$\eta^э_с=\frac{W_э}{Q^э_с}; \qquad (3\text{-}22)$$

преобразуя это выражение, получим:

$$\eta^э_с=\frac{W_э}{Q^э_{ту}}\,\frac{Q^э_{ту}}{Q^э_{пг}}\,\frac{Q^э_{пг}}{Q^э_с}=\eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}. \qquad (3\text{-}23)$$

Для процесса производства тепловой энергии получаем:

тепловая нагрузка парогенераторов, кВт,

$$Q^{т}_{пг} = \frac{Q^{т}_{ту}}{\eta_{тр}};$$

расход тепла топлива на производство тепловой энергии

$$Q^{т}_{с} = \frac{Q^{т}_{пг}}{\eta_{пг}}.$$

Соответственно к. п. д. ТЭЦ *по производству тепловой энергии*

$$\eta^{т}_{с} = \frac{Q^{0}{}_{т}}{Q^{т}_{с}}; \qquad (3\text{-}24)$$

преобразуя это выражение, получаем:

$$\eta^{т}_{с} = \frac{Q^{0}{}_{т}}{Q^{т}_{ту}} \frac{Q^{т}_{ту}}{Q^{т}_{пг}} \frac{Q^{т}_{пг}}{Q^{т}_{с}} = \eta_{т}\eta_{тр}\eta_{пг}. \qquad (3\text{-}25)$$

Расходы тепла на каждый из видов энергии в сумме дают полный расход тепла, а именно:

$$\left.\begin{aligned} Q^{э}_{ту} + Q^{т}_{ту} &= Q_{ту}; \\ Q^{э}_{пг} + Q^{т}_{пг} &= Q_{пг}; \\ Q^{э}_{с} + Q^{т}_{с} &= Q_{с}. \end{aligned}\right\} \qquad (3\text{-}26)$$

Следовательно, зная полный расход тепла и одну составляющую для одного вида энергии, легко определить вторую составляющую.

Удобно, зная полный расход тепла, например, на турбоустановку $Q_{ту}$, определить расход тепла на теплового потребителя $Q_{т} = Q^{0}{}_{т}/\eta_{т}$ и затем расход тепла на электроэнергию:

$$Q^{э}{}_{ту} = Q_{ту} - Q_{т}. \qquad (3\text{-}27)$$

Тогда к. п. д. турбоустановки по производству электроэнергии $\eta^{э}{}_{ту}$ определяется по формуле (3-20). Аналогично, если известен полный расход тепла топлива $Q_{с}$, расход тепла топлива на тепловую энергию легко определить по формулам (3-24), (3-25), из которых следует:

$$Q^{т}_{с} = \frac{Q^{0}{}_{т}}{\eta^{т}_{с}} = \frac{Q^{0}{}_{т}}{\eta_{т}\eta_{тр}\eta_{пг}}, \qquad (3\text{-}28)$$

после чего определяют расход тепла топлива на производство электроэнергии

$$Q^{э}{}_{с} = Q_{с} - Q^{т}{}_{с}$$

и к. п. д. ТЭЦ по производству электроэнергии

$$\eta^{э}_{с} = \frac{W_{э}}{Q^{э}_{с}} = \frac{W_{э}}{Q_{с} - Q^{т}_{с}}. \qquad (3\text{-}29)$$

Приведенные выше выражения к. п. д. ТЭЦ и ее установок дают оценку энергетической эффективности и использования тепла топлива для каждого из обоих видов производимой энергии — электрической и тепловой в отдельности.

Для совместной оценки тепловой экономичности и энергетической эффективности обоих процессов производства электрической и тепловой энергии на ТЭЦ используют иногда иные виды к. п. д., чем указанные выше. *Общую тепловую экономичность* ТЭЦ оценивают *полным* (общим) к. п. д. ТЭЦ:

$$\eta^{э.т}_{с} = \frac{W_{э} + Q^{0}{}_{т}}{Q_{с}}. \qquad (3\text{-}30)$$

Полный к. п. д. характеризует степень использования тепла, расходуемого на производство обоих видов энергии одновременно. Для теплофикационной турбоустановки аналогично:

$$\eta^{э.т}_{ту} = \frac{W_{э} + Q^{0}{}_{т}}{Q_{ту}} \quad и \quad \eta^{iт}_{ту} = \frac{W_{i} + Q^{0}{}_{т}}{Q_{ту}}. \qquad (3\text{-}31)$$

Использование этого к. п. д. может быть полезно для контроля общего баланса тепла на ТЭЦ, где должно быть во всяком случае

$$W_{э} + Q^{0}{}_{т} = \eta^{э.т}_{с} Q_{с} < Q_{с}; \quad \eta^{э.т}_{с} < 1.$$

Аналогично для теплофикационной турбоустановки

$$W_{э} + Q^{0}{}_{т} = \eta^{э.т}_{ту} Q_{ту} < Q_{ту}.$$

Выше был приведен показатель, характеризующий энергетическое и техническое совершенство процесса выработки электроэнергии на базе теплового потребления $э = W^{т}{}_{э}/Q_{т}$ для турбин с противодавлением или теплофикационных потоков пара в турбине с конденсацией и отборами. Аналогично относительная (удельная) выработка мощности внутри турбины

$$э_{i} = \frac{W^{т}_{i}}{Q_{т}} = \frac{W^{т}_{э}}{\eta_{м}\eta_{г}Q_{т}} = \frac{э}{\eta_{м}\eta_{г}}.$$

Для теплофикационных потоков общий расход тепла на турбоустановку $Q_{ту} = W^{т}{}_{i} + Q_{т}$ и, следовательно:

$$э_{i} = \frac{W^{т}_{i}}{Q_{ту} - W^{т}_{i}} = \frac{1}{\dfrac{Q_{ту}}{W^{т}_{i}} - 1}$$

Абсолютный электрический $\eta^{а.э}_{ту}$ и абсолютный внутренний к. п. д. турбоустановки $\eta^{ai}_{ту}$ для теплофикационных потоков пара связаны соотношением

$$\eta^{ai}_{ту} = \frac{W^{т}_{i}}{Q_{ту}} = \frac{W^{т}_{э}}{\eta_{м}\eta_{г}Q_{ту}} = \frac{\eta^{а.э}_{ту}}{\eta_{м}\eta_{г}}; \qquad (3\text{-}32)$$

тогда получаем:

$$Э_i = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{ту}^{а.i}} - 1} \text{ и } \eta_{ту}^{аi} = \frac{1}{1 + \frac{1}{Э_i}}. \quad (3\text{-}33)$$

Коэффициент полезного действия $\eta_{ту}^{а.i}$, равный отношению произведенной работы W_i ко всему затраченному теплу $Q_{ту}$, аналогичен абсолютному внутреннему к. п. д. конденсационной турбоустановки, но с повышенным конечным давлением пара. Как видно из формул (3-33), к. п. д. $\eta_{ту}^{а.i}$ для турбин с противодавлением или потоков отбора пара турбин с конденсацией равноценен относительной (удельной) выработке внутренней мощности на тепловом потреблении $Э_i$. Аналогично связаны между собой электрический к. п. д. $\eta_{ту}^{а.э}$ и относительная (удельная) выработка электроэнергии $Э$.

Используя понятие *работоспособности тепла,* примем полезным не все тепло, отпускаемое внешнему потребителю, а лишь работоспособную его часть, а именно: $H_т = i_т - i_к$ вместо $q_т = i_т - i^в_{о.к}$, где $i_к$ — энтальпия пара, отработавшего в конденсационной турбине. Обозначим соответствующую выработку электрической мощности $\Delta W_э$. Тогда *энергетический* к. п. д. теплофикационной турбоустановки равен:

$$\eta_{эн} = \frac{W_э + \Delta W_э}{Q_{ту}}. \quad (3\text{-}34)$$

Этот к. п. д. аналогичен электрическому к. п. д. конденсационной турбоустановки.

Коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии (внутренней мощности), полный к. п. д. и абсолютный электрический (внутренний) к. п. д. можно связать между собой, если ввести *относительную величину расхода тепла* на *внешнего потребителя:*

$$\beta_т = \frac{Q_т}{Q_{ту}}. \quad (3\text{-}35)$$

С учетом формул (3-31) и (3-32) при $\eta_т = 1$ и $Q^0_т = Q_т$ получаем:

$$\eta_{ту}^{iт} = \frac{W_i + Q_т}{Q_{ту}} = \eta_{ту}^{аi} + \beta_т;$$

$$\eta_{ту}^{i} = \frac{W_i}{Q_{ту} - Q_т} = \frac{W_i}{Q_{ту}(1 - \beta_т)} = \frac{\eta_{ту}^{аi}}{1 - \beta_т}.$$

Полученные соотношения можно записать в виде единого уравнения:

$$\eta_{ту}^{аi} = (1 - \beta_т)\, \eta_{ту}^{i} = \eta_{ту}^{iт} - \beta_т. \quad (3\text{-}36)$$

Для потока пара, отводимого из турбины на внешнее потребление, получим:

$$Э_i = \frac{W_i^т}{Q_т} = \frac{W_i^т}{\beta_т Q_{ту}} = \frac{\eta_{ту}^{аi}}{\beta_т};$$

дополнительно к уравнению (3-36) для потока пара, идущего в отбор, имеем:

$$\eta_{ту}^{а.i} = \beta_т Э_i. \quad (3\text{-}37)$$

Ниже проводится анализ зависимости указанных трех к. п. д. ТЭЦ от количества пара, отбираемого из теплофикационной турбины для внешнего потребителя. Для этой цели удобно представить выражения к. п. д. путем разделения общего потока пара в турбине, принимаемого за единицу, на его составляющие: *конденсационный* поток $\alpha_к$ и поток *пара отбора* $\alpha_т$, т. е.:

$$\alpha_к + \alpha_т = 1.$$

Работу единицы массы — 1 кг (действительное теплопадение) пара в турбине сквозного конденсационного потока обозначим $H_к = i_0 - i_к$, пара отбора $H_т = i_0 - i_т$. Тепло, расходуемое конденсационным потоком пара, обозначим $q_{о.к} = i_0 - i'_к$, а паром, отводимым к потребителю, $q_т = i_т - i^в_{о.к}$; здесь $i'_к = i^в_к$ — энтальпия конденсата турбины. В этих обозначениях напишем: к. п. д. турбоустановки по производству работы пара в турбине

$$\eta_{ту}^{i} = \frac{\alpha_к H_к + \alpha_т H_т}{\alpha_к q_{о.к} + \alpha_т H_т}; \quad (3\text{-}38)$$

полный к. п. д. турбоустановки (принимаем $\eta_т = Q^0_т / Q_т = 1$):

$$\eta_{ту}^{iт} = \frac{\alpha_к H_к + \alpha_т H_т + \alpha_т q_т}{\alpha_к q_{о.к} + \alpha_т (H_т + q_т)}; \quad (3\text{-}39)$$

абсолютный к. п. д. турбоустановки:

$$\eta_{ту}^{аi} = \frac{\alpha_к H_к + \alpha_т H_т}{\alpha_к q_{о.к} + \alpha_т (H_т + q_т)}. \quad (3\text{-}40)$$

В одном крайнем случае, когда $\alpha_т = 0$ и $\alpha_к = 1$:

$$\eta_{ту}^{i} = \eta_{ту}^{iт} = \eta_{ту}^{аi} = \frac{H_к}{q_{о.к}} = \eta_{ту}^{кi},$$

т. е. все к. п. д. равны к. п. д. конденсационной турбоустановки $\eta_{ту}^{кi}$ (рис. 3-3, точка K).

Второй крайний случай соответствует полному отбору пара из турбины, когда $\alpha_т = 1$ и $\alpha_к = 0$, т. е. турбине с противодавлением. В этом случае

$$\eta_{ту}^{i} = \eta_{ту}^{тi} = 1;\ \eta_{ту}^{аi} = \frac{H_т}{H_т + q_т} = \frac{1}{1 + \frac{1}{Э_i}} < 1,$$

т. е. к. п. д. по производству работы и полный к. п. д. достигают предельного значения, рав-

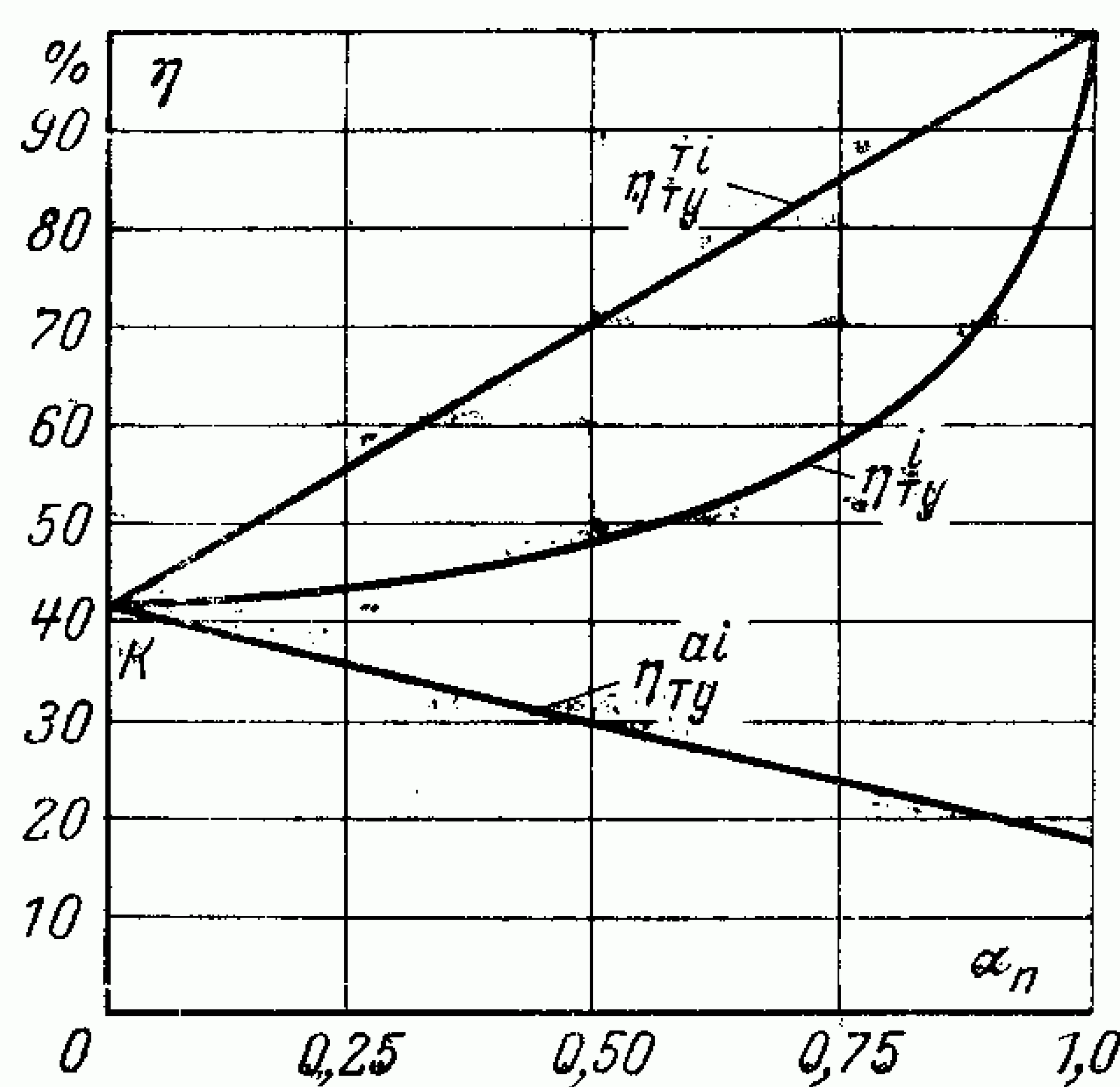


Рис. 3-3. Зависимость внутренних к. п. д. теплофикационной турбоустановки (по производству электроэнергии $\eta^i_{ту}$, полного $\eta^{тi}_{ту}$ и абсолютного $\eta^{ai}_{ту}$) от доли отбора пара $\alpha_п$ ($\alpha_т$).

ного единице, абсолютный к. п. д. меньше единицы; более того, в режиме противодавления абсолютный к. п. д. меньше, чем при конденсационном режиме, так как $H_т$ значительно меньше $H_к$ (точка K на рис. 3-3).

Во всех промежуточных точках, для которых $0<\alpha_т<1$,

$$\eta^{тi}_{ту} > \eta^{i}_{ту} > \eta^{a.i}_{ту},$$

что можно показать аналитически и видно из рис. 3-3.

Проведенный анализ приводит к следующим положениям и выводам.

1. С возрастанием относительной величины отбора пара на внешнего потребителя $\alpha_т$ во всем интервале от 0 до 1 абсолютный к. п. д. уменьшается, а к. п. д. по производству работы (электроэнергии) и полный к. п. д. повышаются от значения к. п. д. при конденсационном режиме до предельного значения при режиме противодавления.

Отсюда следует прежде всего, что абсолютный к. п. д. не характеризует преимуществ комбинированного производства электрической и тепловой энергии, уменьшаясь с увеличением доли отпуска тепла потребителю. Применение этого к. п. д. должно ограничиваться сравнением вариантов ТЭЦ при заданной относительной величине отпуска тепла внешним потребителям.

2. Полный к. п. д. используют при оценке общей тепловой экономичности комбинированного производства двух видов энергии. Однако недопустимо пользоваться полным к. п. д., если учитывать как полезное не только тепло отработавшего пара, но и тепло редуцированного пара. В последнем случае с увеличением отпуска тепла $Q_р$ с редуцированным паром полный к. п. д.

$$\eta_{т.э} = \frac{W_э + Q_т + Q_р}{Q^э_{ту} + Q_т + Q_р}$$

возрастает, что противоречит принципам комбинированного производства (здесь $Q^э{}_{ту} = W_i + Q_к$ — расход тепла на производство электроэнергии; $Q_к$ — потеря тепла в конденсаторе турбины). Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии свободен от указанного недостатка.

3. В режиме с противодавлением, когда к. п. д. по производству электроэнергии и полный к. п. д. достигают предельно высокого значения — единицы, что не согласуется, на первый взгляд, с положением термодинамики о невозможности иметь к. п. д. цикла преобразования тепла в работу выше, чем к. п. д. цикла Карно в соответствующем интервале температур. Суть дела заключается в том, что при комбинированном производстве учитывается использование тепла энергоустановки не только для превращения в работу, но и для внешнего теплового потребления. В обычном термодинамическом цикле использование отработавшего тепла не рассматривается.

Однако при достижении к. п. д. теплофикационной турбоустановки предельного значения — единицы (без учета потерь механических в турбине, потерь в электрическом генераторе, в трубопроводах, парогенераторе ТЭЦ) сравнение вариантов турбин с противодавлением должно производиться в соответствии с требованием сравнения вариантов ТЭЦ в энергетически сопоставимых условиях, т. е. при равном отпуске электрической и тепловой энергии. При этом энергетически менее совершенная турбина с противодавлением выработает на данном тепловом потреблении меньше электроэнергии, что необходимо восполнить дополнительной конденсационной выработкой электроэнергии. В этом проявляется то реальное положение, что не вся потребность в электроэнергии может удовлетворяться на базе теплового потребления. В условиях Советского Союза путем комбинированного производства удовлетворяется около трети всего электропотребления.

3-4. РАСХОДЫ ТОПЛИВА НА ТЭЦ; СРАВНЕНИЕ ПО ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЭЦ С КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЕЙ И РАЗДЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ

Расходы топлива

Общий расход топлива на ТЭЦ B, кг/с, распределяется между электрической и тепловой энергией:

$$B = B_э + B_т, \qquad (3\text{-}41)$$

где $B_э$ — расход топлива на производство электрической энергии, кг/с; $B_т$ — расход топлива на тепло, отпускаемое внешнему потребителю, кг/с.

Каждая из этих величин связана с соответствующим к. п. д. следующими уравнениями энергетического баланса:

общий расход топлива B — с полным к. п. д. ТЭЦ $\eta^{э.т}_с$:

$$BQ^р_н \eta^{э.т}_с = W_э + Q^0_т; \quad (3\text{-}42)$$

расход топлива на производство электроэнергии $B_э$ — с к. п. д. ТЭЦ по производству электроэнергии $\eta^э_с$:

$$B_э Q^р_н \eta^э_с = W_э; \quad (3\text{-}43)$$

расход топлива на внешнее тепловое потребление $B_т$ — с к. п. д. по производству тепла, отпускаемого внешнему потребителю, $\eta^т_с$:

$$B_т Q^р_н \eta^т_с = Q^0_т. \quad (3\text{-}44)$$

Из этих трех уравнений можно определить каждую из величин расхода топлива, если известны энергетическая нагрузка $W_э$, $Q^0_т$ и значения соответствующего к. п. д.:

$$\eta^{э.т}_с = \eta^{э.т}_{ту} \eta_{тр}\eta_{пг}; \quad \eta^э_с = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг};$$

$$\eta^т_с = \eta^т_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}.$$

Используя эти уравнения, можно решать и обратную задачу: по известным значениям расхода топлива и энергетической нагрузки определять значения соответствующих к. п. д.

Тепловая нагрузка парогенератора, кВт, равна:

$$Q_{пг} = D_{пг} q_{пг},$$

где $q_{пг} = i_{пг} - i^{пг}_{п.в} + \alpha_{пп} q^{пг}_{пп}$, кДж/кг, при промежуточном перегреве пара; $\alpha_{пп}$ — доля пропуска пара через промежуточный перегреватель; $q^{пг}_{пп}$ — тепло, сообщаемое пару при промежуточном перегреве; при отсутствии промежуточного перегрева $q_{пг} = i_{пг} - i^{пг}_{п.в}$.

Если величина $Q_{пг}$ известна, то общий расход топлива на ТЭЦ $B_с$ можно определить по уравнению теплового баланса парогенератора:

$$BQ^р_н \eta_{пг} = Q_{пг} = D_{пг} q_{пг},$$

где $\eta_{пг} = 1 - \sum_{j=2}^{j=6} q_j$; здесь q_j — потери тепла парогенератора.

Общий расход топлива удобно распределить между электрической и тепловой энергией в отношении приведенного ранее коэффициента $\beta_т = Q^т_{ту}/Q_{ту}$, так как к. п. д. $\eta_{тр}$ и $\eta_{пг}$ едины для обоих видов производимой энергии. Действительно,

$$\left.\begin{aligned} Q_с &= BQ^р_н = \frac{Q_{ту}}{\eta_{тр}\eta_{пг}}; \\ Q^т_с &= B_т Q^р_н = \frac{Q^т_{ту}}{\eta_{тр}\eta_{пг}}; \\ Q^э_с &= B_э Q^р_н = \frac{Q^э_{ту}}{\eta_{тр}\eta_{пг}}. \end{aligned}\right\} \quad (3\text{-}45)$$

С учетом отношения $1 - \beta_т = Q^э_{ту}/Q_{ту}$ (так как $Q^э_{ту} + Q^т_{ту} = Q_{ту}$) получаем:

$$\frac{B_т}{B} = \frac{Q^т_{ту}}{Q_{ту}} = \frac{Q_т}{Q_{ту}} = \beta_т \text{ и } \frac{B_э}{B} = \frac{Q^э_{ту}}{Q_{ту}} = 1 - \beta_т;$$

$$B_т = \beta_т B; \qquad B_э = (1 - \beta_т) B. \quad (3\text{-}46)$$

Расход топлива на теплового потребителя определяется также просто по формуле

$$B_т = \frac{Q^0_т}{Q^р_н \eta_т \eta_{тр}\eta_{пг}}, \quad (3\text{-}47)$$

после чего, если известен общий расход топлива B, можно определить и расход топлива на производство электроэнергии:

$$B_э = B - B_т.$$

Из уравнения часового энергетического баланса можно определить удельный расход условного топлива с теплотой сгорания 29,31 кДж/г на единицу производимой электрической энергии, г/(кВт·ч):

$$b_э = \frac{B_э}{W_э} = \frac{3600}{Q^р_{н.у}\eta^э_с} = \frac{3600}{29,31\eta^э_с} \approx \frac{123}{\eta^э_с} \quad (3\text{-}48)$$

Наименьшее значение к. п. д. ТЭЦ по производству электроэнергии соответствует ее конденсационному режиму, для которого, например, $\eta^э_с \approx 0,34$, и тогда $b_э \approx 360$ г/(кВт·ч).

Наиболее высокое значение к. п. д. имеет ТЭЦ при работе турбин с противодавлением, без потерь тепла в конденсаторе. При этом

$$\eta^э_с = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг},$$

где

$$\eta^э_{ту} = \frac{W_э}{Q_{ту} - Q_т} = \frac{W_i \eta_м \eta_г}{W_i} = \eta_м \eta_г. \quad (3\text{-}49)$$

Следовательно,

$$\eta^э_с = \eta_м \eta_г \eta_{тр}\eta_{пг} \approx 0,985 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,90 \approx$$

$$\approx 0,855;$$

$$b_э \approx \frac{123}{0,855} \approx 144 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Коэффициент полезного действия и удельный расход тепла на производство электро-

энергии на ТЭЦ, $q^э_с$, кДж/(кВт·ч), связаны соотношением

$$\eta^э_с = \frac{3600 W_э}{Q^э_с} = \frac{3600}{q^э_с}; \qquad (3\text{-}50)$$

если $\eta^э_с = 0{,}40 \div 0{,}50$, то $q^э_с = 9000 \div 7200$ кДж/(кВт·ч).

Удельный расход условного топлива на единицу тепла для внешнего потребителя по уравнению (3-44):

$$b_т = \frac{B_т}{Q^0_т} = \frac{1}{Q^р_{н.у}\eta^т_с} \approx \frac{1}{29{,}31\eta^т_с}\ \text{г/кДж} \approx$$

$$\approx \frac{34{,}1}{\eta^т_с}\ \text{кг/ГДж}, \qquad (3\text{-}51)$$

где

$$\eta^т_с = \eta^т_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг} = \eta_т\eta_{тр}\eta_{пг} \approx 0{,}99\cdot 0{,}98\cdot 0{,}90 \approx 0{,}87;$$

в этом примере $b_т \approx 39{,}2$ кг/ГДж.

При дополнительном отпуске тепла пиковыми водогрейными котлами учитывают, кроме того, расход топлива на них (см. § 9-7).

Сравнение к. п. д. процесса производства электроэнергии на теплоэлектроцентрали и конденсационной электростанции

Воспользуемся выражением внутреннего к. п. д. турбоустановки по выработке внутренней мощности турбины по формуле (3-38):

$$\eta^i_{ту} = \frac{\alpha_к H_к + \alpha_т H_т}{\alpha_к q_{о.к} + \alpha_т H_т}.$$

Обозначим (на 1 кг свежего пара):
работу конденсационного потока

$$\alpha_к H_к = w_к,$$

работу пара отбора

$$\alpha_т H_т = w_т,$$

расход тепла на конденсационный поток

$$\alpha_к q_{о.к} = Q_{о.к}.$$

Тогда

$$\eta^i_{ту} = \frac{w_к + w_т}{Q_{о.к} + w_т} = \frac{w_к}{Q_{о.к}} \cdot \frac{1 + \frac{w_т}{w_к}}{1 + \frac{w_т}{Q_{о.к}}}.$$

Отношение работы пара отбора к работе конденсационного потока назовем *энергетическим коэффициентом отбираемого пара:*

$$A_т = \frac{w_т}{w_к}. \qquad (3\text{-}52)$$

Учтем, что отношение

$$\frac{w_к}{Q_{о.к}} = \frac{H_к}{q_{о.к}} = \frac{H_к}{i_о - i'_к} = \eta^{кi}_{ту}$$

представляет собой абсолютный внутренний к. п. д. турбоустановки по производству работы при конденсационном режиме. Тогда

$$Q_{о.к} = \frac{w_к}{\eta^{a.i}_{ту}} \quad \text{и} \quad \frac{w_т}{Q_{о.к}} = \frac{w_т}{w_к}\eta^{кi}_{ту} = A_т\eta^{кi}_{ту}.$$

Выражение $\eta^i_{ту}$ принимает вид:

$$\eta^i_{ту} = \eta^{кi}_{ту}\frac{1 + A_т}{1 + A_т\eta^{кi}_{ту}} = \eta^{кi}_{ту} R_т, \qquad (3\text{-}53)$$

где

$$R_т = \frac{1 + A_т}{1 + A_т\eta^{кi}_{ту}} > 1,$$

так как $\eta^{кi}_{ту} < 1$.

Таким образом, отношение к. п. д. выработки мощности турбоустановкой при теплофикационном $\eta^i_{ту}$ и конденсационном $\eta^{кi}_{ту}$ режимах составляет:

$$\frac{\eta^i_{ту}}{\eta^{кi}_{ту}} = R_т > 1.$$

Относительное повышение к. п. д. выработки мощности благодаря комбинированному процессу:

$$\Delta\eta^i_{ту} = \frac{\eta^i_{ту} - \eta^{кi}_{ту}}{\eta^{кi}_{ту}} = \frac{\eta^i_{ту}}{\eta^{кi}_{ту}} - 1 = R_т - 1,$$

или

$$\Delta\eta^i_{ту} = \frac{1 - \eta^{кi}_{ту}}{\frac{1}{A_т} + \eta^{кi}_{ту}}. \qquad (3\text{-}54)$$

Следовательно, относительное повышение к. п. д. выработки мощности благодаря комбинированному процессу теплофикационной турбоустановки тем больше, чем больше энергетический коэффициент $A_т$, т. е. чем больше работа, произведенная паром отбора $w_т$ по отношению к работе конденсационного потока и чем меньше к. п. д. выработки мощности конденсационным потоком $\eta^{кi}_{ту}$. Так как $\eta^{кi}_{ту} < 1$, то всегда $\Delta\eta^i_{ту} > 0$. Если принять $\eta^{кi}_{ту} = 0{,}40$, то в зависимости от значений $A_т = w_т/w_к$ получим различные значения повышения к. п. д. $\Delta\eta^i_{ту}$ и к. п. д. $\eta^i_{ту}$:

$A_т$	0	0,33	1,0	3,0	∞
$\Delta\eta^i_{ту}$	0	0,176	0,43	0,82	1,50
$\eta^i_{ту}$	0,40	0,47	0,57	0,73	1,00

Крайние случаи ($A_т = 0$ и $A_т = 1$) соответствуют режимам конденсационному, когда к. п. д. остается равным 0,40, и с противодавлением, когда к. п. д. предельный и равен 1,0.

Сравнение тепловой экономичности теплоэлектроцентрали и раздельной установки

Раздельная энергетическая установка (рис. 3-4) включает конденсационную электрическую станцию и парогенераторную установку низких параметров (или котельную с водогрейными котлами).

Сравнение двух энергетических установок разных типов должно производиться при равном отпуске каждой из них электрической и тепловой энергии. Тепловую экономичность сравнивают по значениям полного расхода топлива или тепла на оба вида энергии.

Тепловую экономичность теплоэлектроцентрали и раздельной установки можно сопоставить в первом приближении сравнением расходов пара на эти установки (например, при отпуске тепла внешнему потребителю с редуцированным свежим паром парогенераторов ТЭС).

При одинаковой электрической мощности $W_э$ и одинаковом отпуске тепла $Q_т$ каждой установкой получим следующее. Расход пара на теплофикационную турбоустановку (ТЭЦ), кг/с, в соответствии с формулой (3-10а) равен:

$$D_0 = D_{ко} + y_т D_т.$$

Общий расход пара, кг/с, на раздельную установку при расходе пара на конденсационную турбоустановку мощностью $W_э$, равном $D_{ко}$, и отпуске пара $D_т$ (при одинаковых параметрах пара на ТЭЦ и раздельной установке) составляет:

$$D_{р.у} = D_{ко} + D_т.$$

Следовательно, превышение расхода пара на раздельной установке по сравнению с ТЭЦ равно:

$$\Delta D = D_{р.у} - D_0 = (1 - y_т) D_т. \qquad (3\text{-}55)$$

Таким образом, уменьшение общего расхода пара на ТЭЦ по сравнению с раздельной установкой равно уменьшению пропуска пара

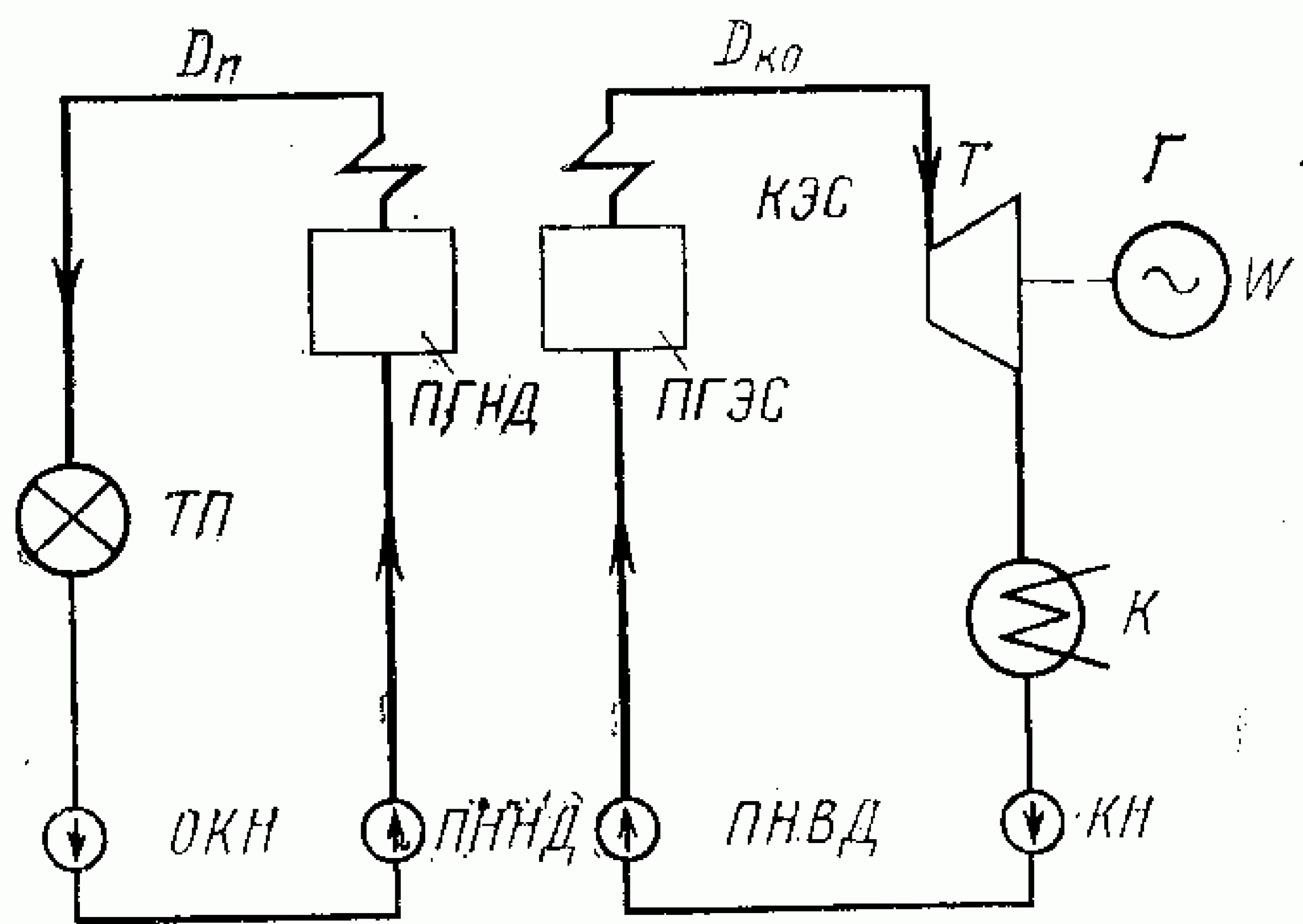


Рис. 3-4. Тепловая схема простейшей раздельной установки.

ПГНД — парогенераторная низкого давления; *КЭС* — конденсационная электростанция; *ПННД* — питательный насос низкого давления; *ПНВД* — питательный насос высокого давления.

в конденсатор теплофикационной турбоустановки по сравнению с конденсационной [см. формулу (3-13а)].

Полный расход тепла, кВт, на теплофикационную турбоустановку в зависимости от электрической мощности $W_э$ и отпуска тепла $Q_т$ можно определить (при отсутствии промежуточного перегрева) следующим образом:

$$Q_{ту} = D_0 (i_0 - i_{п.в}) =$$

$$= D_{ко} (i_0 - i_{п.в}) + y_т D_т (i_0 - i_{п.в}).$$

Полагая $D_{ко} (i_0 - i_{п.в}) = Q_{ко}$ и выражая $D_т$ через $Q_т$: $D_т = \dfrac{Q_т}{i_т - i^в_{о.к}}$, где $Q_{ко}$ — расход тепла, кВт, на конденсационную турбоустановку электрической мощностью $W_э$, а $Q_т$ — расход тепла, кВт, на внешнего потребителя, напишем:

$$Q_{ту} = Q_{ко} + y_т \frac{i_0 - i_{п.в}}{i_т - i^в_{о.к}} Q_т,$$

или

$$Q_{ту} = Q_{ко} + \xi_т Q_т, \qquad (3\text{-}56)$$

где

$$\xi_т = y_т \frac{i_0 - i_{п.в}}{i_т - i^в_{о.к}},$$

можно назвать *коэффициентом ценности тепла пара отбора*. Так как $i_0 - i_{п.в} \approx i_т - i^в_{о.к}$, то по численному значению $\xi_т \approx y_т$ и для свежего пара $\xi_т = 1$, а для отработавшего пара после турбины перед конденсатором $\xi_т = 0$.

Из уравнения (3-56) следует:

$$\xi_т = \frac{Q_{ту} - Q_{к0}}{Q_т},$$

т. е. коэффициент ценности тепла пара отбора характеризует также относительное увеличение полного расхода тепла на теплофикационную турбоустановку по сравнению с конденсационной на единицу тепла, отпускаемого внешнему потребителю.

При ином отпуске тепла $Q'_т$ и постоянной электрической мощности $W_э$ измененный полный расход тепла составит:

$$Q'_{ту} = Q_{ко} + \xi_т Q'_т.$$

Изменение полного расхода тепла на теплофикационную турбоустановку:

$$\Delta Q_{ту} = Q'_{ту} - Q_{ту} = \xi_т (Q'_т - Q_т) =$$

$$= \xi_т \Delta Q_т.$$

Следовательно, коэффициент ценности тепла пара отбора равен также:

$$\xi_т = \frac{\Delta Q_{ту}}{\Delta Q_т}, \qquad (3\text{-}57)$$

т. е. этот коэффициент характеризует изменение расхода тепла свежего пара $\Delta Q_{ту}$, отнесенное к изменению отпускаемого тепла $\Delta Q_т$. В таком виде коэффициент ценности тепла был предложен Я. М. Рубинштейном (СССР) для регенеративных отборов пара конденсационных турбин (см. гл. 12).

Для раздельной установки

$$Q_{р.у} = Q_{ко} + Q_т.$$

Следовательно, перерасход тепла на раздельной установке, кВт, по сравнению с теплофикационной приближенно при сделанных предположениях в соответствии с формулой (3-56) составляет:

$$\Delta Q_{р.у} = Q_{р.у} - Q_{ту} = (1 - \xi_т) Q_т; \qquad (3\text{-}58)$$

формула (3-58) аналогична формуле (3-16), определяющей экономию тепла на теплофикационную турбоустановку по сравнению с конденсационной. Приближенно можно принять при этом, что $\xi_т \approx y_т$, а $q_к = i_к - i'_к = q_т = i_т - i^в_{о.к}$ и тогда формулы (3-16) и (3-58) совпадают.

Таким образом, экономия тепла обусловливается уменьшением потери тепла в конденсаторе турбины благодаря комбинированному производству обоих видов энергии.

Основное сравнение тепловой экономичности ТЭЦ и раздельной установки проводится сопоставлением расходов топлива. Общую электрическую мощность, одинаковую для обеих установок, $W_э$ представим суммой мощностей, выработанных на ТЭЦ конденсационным потоком $W_к$ и паром отбора $W_т$, т. е. положим $W_э = W_к + W_т$, что для ТЭЦ соответствует происходящему процессу, а для КЭС служит лишь математическим приемом. В этом случае расход топлива на ТЭЦ $B = B_э + B_т = b_э W_э + b_т Q^0_т = b^к_э W_к + b^т_э W_т + b_т Q^0_т$, где $b^к_э$ и $b^т_э$ — удельные расходы топлива на конденсационную и теплофикационную электрическую мощность ТЭЦ, причем теплофикационная выработка мощности паром отбора аналогична выработке ее при режиме противодавления.

Для раздельной установки получим:

$$B_{р.у} = B^{р.у}_к + B^{р.у}_т = b^{р.у}_э (W_к + W_т) + b^{р.у}_т Q^0_т,$$

где $B^{р.у}_к$ — расход топлива на конденсационной электростанции раздельной установки мощностью $W_э$; $b^{р.у}_э$ — удельный расход топлива на этой электростанции; $b^{р.у}_т$ — удельный расход топлива на парогенераторы низких параметров (или на водогрейные котлы) раздельной установки.

Разность расходов топлива на сравниваемых установках

$$\Delta B = B_{р.у} - B = (b^{р.у}_э - b^т_э) W_т - (b^к_э - b^{р.у}_э) W_к + (b^{р.у}_т - b_т) Q^0_т; \qquad (3\text{-}59)$$

при этом обычно $b^{р.у}_э < b^к_э$, $b^{р.у}_э \gg b^т_э$. Если принять приближенно $b^{р.у}_э \approx b^к_э$ и $b^{р.у}_т \approx b_т$, то формула (3-59) принимает упрощенный вид:

$$\Delta B \approx (b^{р.у}_э - b^т_э) W_т.$$

Заменяя $W_т = эQ_т$, кВт, и относя экономию топлива благодаря комбинированному процессу на ТЭЦ к единице отпускаемого тепла, полагая при этом $\eta_т = 1$ и $Q_т = Q^0_т$, получаем, кг/(кВт·ч):

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q^0_т} \approx э(b^{р.у}_э - b^т_э), \qquad (3\text{-}60)$$

где безразмерная величина $э$ — относительная (удельная) выработка электроэнергии на тепловом потреблении; $b^{р.у}_э$ — удельный расход топлива на конденсационной электростанции, кг/(кВт·ч); $b^т_э$ — удельный расход топлива на теплофикационную выработку электрической мощности паром отбора, кг/(кВт·ч). Принимая для примера $э = 0,36$, $b^{р.у}_э = b^к_э = 0,35$ кг/(кВт·ч), $b^т_э \approx 0,15$ кг/(кВт·ч), получим $\Delta b \approx 0,36 \cdot 0,2 = 0,072$ кг/(кВт·ч), или 20 кг/ГДж. При отпуске 1000 ГДж/ч экономия условного топлива составит 20 т/ч и до 100 000 т/год.

Комбинированное производство электрической и тепловой энергии на ТЭЦ в Советском Союзе дает годовую экономию условного топлива в размере до 25 млн. т.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПАРАМЕТРЫ ПАРА И ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ

4-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Под *начальными* параметрами пара понимают температуру и давление пара перед турбиной и соответствующие им параметры пара на выходе из парогенераторов. Паротурбинные электростанции на органическом топливе используют перегретый пар, состояние которого определяется температурой и давле-

нием. В свою очередь давление пара однозначно определяет температуру насыщения. Таким образом, начальные параметры пара сводятся к двум температурам: перегретого и насыщенного пара. На атомных электростанциях с паровыми турбинами используется не только перегретый, но и насыщенный пар. В этом случае начальные параметры характеризуются одной величиной — давлением (или температурой) пара.

Повышение начальных параметров, увеличивая работоспособность пара и располагаемое теплопадение, является одним из основных источников экономии топлива на электростанциях. Технический прогресс на паротурбинных электростанциях проявлялся в значительной мере в повышении начальных параметров пара. Так, за прошедшие 50 лет начальное давление пара возросло с 1,5—2,0 МПа до 23,5 — 24,5 МПа, т. е. в 12—16 раз, начальная температура с 350 до 550°С, т. е. на 55—60%.

Энергетическую эффективность повышения начальной температуры пара можно иллюстрировать на примере цикла Карно. Действительно, к. п. д. цикла Карно:

$$\eta_t^{\text{К}} = \frac{T_0 - T_\text{к}}{T_0} = 1 - \frac{T_\text{к}}{T_0}, \qquad (4\text{-}1)$$

где T_0 — начальная и $T_\text{к}$ — конечная температуры цикла, К, при которых тепло подводится к рабочему телу и отводится от него. Работа цикла характеризуется обратимыми адиабатами (изоэнтропами), по которым происходит соответственно расширение и сжатие рабочего тела.

Конечная температура пара $T_\text{к}$ современных крупных конденсационных турбоустановок изменяется в относительно нешироких пределах, от 295 до 310 К. Если принять $T_\text{к} = 300$ К, то при $T_0 = 600$ и 800 К к. п. д. цикла Карно $\eta^\text{К}_t$ равен соответственно 0,50 и 0,625; при $T_0 = 900$ К $\eta^\text{К}_t = 0{,}667$. Таким образом, к. п. д. цикла Карно сравнительно быстро возрастает с повышением начальной температуры пара.

Повышение начальной температуры пара, благоприятное также и в цикле Ренкина, ограничивается практически прочностными и технологическими свойствами металлов, надежностью их в работе, а также экономическими условиями, их удорожанием с повышением температуры, в особенности при переходе от одного класса стали к другому, более совершенному. Так, до температур 725 К возможно применение углеродистых сталей; до температуры 825 К — слаболегированных сталей перлитного класса; до температур 870 и 970 К соответственно сталей ферритно-мартенситного и аустенитного классов. Переход от каждого из этих классов стали к следующему более жаропрочному и жаростойкому сопровождается значительным повышением их стоимости — в 2—5 раз.

Необходимость перехода к другому классу стали зависит также от давления пара.

Повышение начального давления пара, как правило, способствует повышению к. п. д. цикла водяного пара. Исключение составляет околокритическая область состояний пара, в которой может наблюдаться обратная зависимость — снижение к. п. д. с ростом давления как насыщенного, так и перегретого пара при данной его температуре.

Термодинамически наиболее эффективно одновременное повышение начальной температуры и начального давления пара.

Если исходить из прочностных свойств металла, то при заданном классе (и марке) стали с повышением начальной температуры приходится снижать начальное давление пара, чтобы обеспечить необходимый уровень надежности оборудования. Такие парные значения начальной температуры и давления, например t^I_0, p^I_0 и t^II_0, p^II_0, соответствующие одинаковой прочности оборудования, причем $t^\text{I}_0 > t^\text{II}_0$, а $p^\text{I}_0 < p^\text{II}_0$, можно назвать равнопрочными начальными параметрами пара.

Повышение начального давления пара (при данной температуре) позволяет наряду с возможным улучшением тепловой экономичности электростанции увеличить мощность оборудования при допустимых его размерах (габаритах). Увеличение плотности пара с повышением его давления позволяет существенно увеличить массовый его расход и совершаемую им работу, например, в проточной части турбины, размеры которой ограничиваются конструктивными условиями.

Промежуточный перегрев пара позволяет осуществить дополнительный подвод тепла к рабочему телу (водяному пару) и повысить его работоспособность. Тем самым частично компенсируется ограничение начальной температуры свежего пара по указанным выше причинам и повышается к. п. д. цикла. Применение промежуточного перегрева пара на конденсационных паротурбинных установках способствует также снижению конечной влажности в последних ступенях турбины, повышению надежности и экономичности их работы.

Обычно применяется одноступенчатый промежуточный перегрев пара. Для особенно крупных энергоблоков при дорогом используемом топливе возможно применение двухступенчатого промежуточного перегрева пара. На некоторых крупных энергоблоках в США

применен двухступенчатый промежуточный перегрев пара.

Наиболее крупные теплофикационные турбоустановки также можно выполнять с промежуточным перегревом пара. Так, в СССР серийно изготовляют теплофикационные турбины типа Т-250-240 с промежуточным перегревом пара. На ТЭЦ Линден в США работает турбоустановка с промежуточным перегревом конденсационного потока пара.

4-2. ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК ОТ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Установим зависимость к. п. д. цикла Ренкина от начальных параметров пара. Рассмотрим сперва цикл *сухого насыщенного пара*, применяемый в настоящее время на атомных электростанциях. Коэффициент полезного действия цикла («брутто»):

$$\eta_t = \frac{H_а}{Q_0}, \tag{4-2}$$

где $H_а = i_0 - i_{к.а}$ — располагаемое теплопадение пара [в обратимом адиабатном процессе], кДж/кг; i_0 и $i_{к.а}$ — соответственно энтальпия пара перед турбиной и отработавшего пара после изоэнтропного расширения его в турбине; в данном случае $i_0 = i''$, кДж/кг; $Q_0 = i_0 - i'_к$ — тепло, затрачиваемое в цикле; $i'_к$ — энтальпия конденсата на выходе из турбоустановки (равная в данном случае энтальпии питательной воды $i_{п.в}$ парогенераторов), зависящая от давления в конденсаторе турбины $p_к$. Из i, s-диаграммы рабочего процесса пара в турбине видно, что по мере повышения начального давления пара теплопадение $H_а$ сперва возрастает, достигает максимального значения, затем уменьшается (рис. 4-1). Теплопадение $H_а$ достигает максимума в точке, в которой касательная к пограничной кривой параллельна конечной изотерме (она же изобара) $t_к$=const ($p_к$=const).

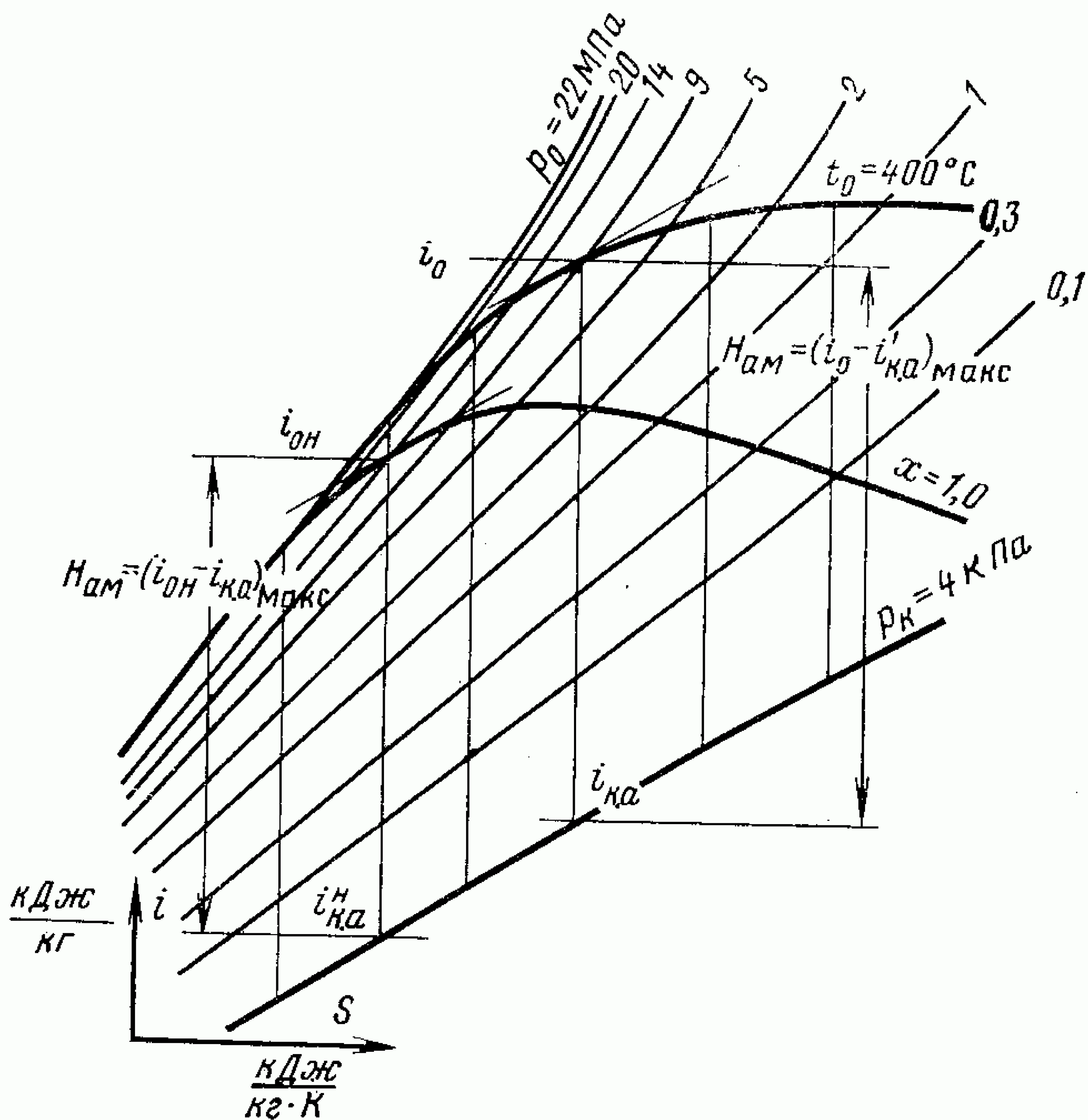


Рис. 4-1. Процесс работы в турбине пара различных начальных параметров в i, s-диаграмме.

Расход тепла Q_0 также достигает максимума в точке, для которой начальное давление $p_0 \approx 3{,}0$ МПа, а $i_0 = i'' \approx 2804$ кДж/кг. Точка пограничной кривой, отвечающая максимуму теплопадения $H_а$, в i, s-диаграмме находится левее точки максимума энтальпии сухого насыщенного пара $i_0 = i''$, соответствуя более высокому начальному давлению пара и меньшему значению энтропии s.

Максимум к. п. д. η_t не совпадает с максимумом теплопадения $H_а$: близ максимума $H_а$ с дальнейшем повышением давления теплопадение $H_а$ уменьшается очень (бесконечно) медленно, а расход тепла Q_0, прошедший максимум ранее, при более низком давлении, уменьшается относительно быстрее. Таким образом, при небольшом уменьшении числителя $H_а$ знаменатель Q_0 уменьшается быстрее, т. е. к. п. д. η_t должен еще возрастать. В дальнейшем теплопадение $H_а$ будет снижаться быстрее, чем начальная энтальпия i_0, и к. п. д., пройдя через свое максимальное значение, будет уменьшаться. Условие максимума к. п. д. нетрудно установить обычным образом, приравнивая нулю производную к. п. д., например по энтропии:

$$\frac{d\eta_t}{ds} = \frac{Q_0 \dfrac{dH_а}{ds} - H_а \dfrac{dQ_0}{ds}}{Q^2_0} = 0.$$

Отсюда вытекает соотношение между величинами $H_а$ и Q_0 в точке максимума к. п. д. η_t, а именно:

$$\frac{dH_а}{H_а} = \frac{dQ_0}{Q_0}; \tag{4-3}$$

или, так как $Q_0 = i_0 - i'_к$ и $i'_к = f(p_к)$=const:

$$\frac{dH_а}{H_а} = \frac{di_0}{Q_0}. \tag{4-4}$$

Таким образом, условием максимума к. п. д. η_t является равенство относительных изменений (уменьшения) теплопадения $H_а$ и расхода тепла Q_0.

Расход тепла Q_0 складывается из теплопадения $H_а$ и потери тепла в холодном источ-

нике $Q_{к.а}=i_{к.а}-i'_к$, $Q_0=H_а+Q_{к.а}$. Поэтому

$$\eta_t=\frac{H_а}{H_а+Q_{к.а}}=\frac{1}{1+\frac{Q_{к.а}}{H_а}}=\frac{1}{1+\frac{1}{э_{к.а}}}, \qquad (4\text{-}5)$$

где $э_{к.а}=H_а/Q_к$ — относительная величина располагаемого теплопадения (работы пара) на единицу отработавшего тепла. Величина $э_{к.а}$ аналогична относительной (удельной) выработке электроэнергии на единицу тепла, затрачиваемого на внешнего потребителя теплофикационной турбоустановкой. Как видно из формулы (4-5), к. п. д. η_t и относительная выработка $э_{к.а}$ изменяются в одном направлении.

Из соотношения (4-4) следует:

$$э_{к.а}=\frac{\eta_t}{1-\eta_t}=\frac{1}{\frac{1}{\eta_t}-1}.$$

Так, например, при η_t равных 0,6; 0,5; 0,4 соответственно $э_{к.а}$ равны 1,5; 1,0; 0,67 и т. д.

Расчеты подтверждают наличие максимума термического к. п. д. цикла Ренкина сухого насыщенного пара при начальной температуре около 350°C и соответствующем начальном давлении пара 17,0 МПа (см. кривую *а* на рис. 4-2).

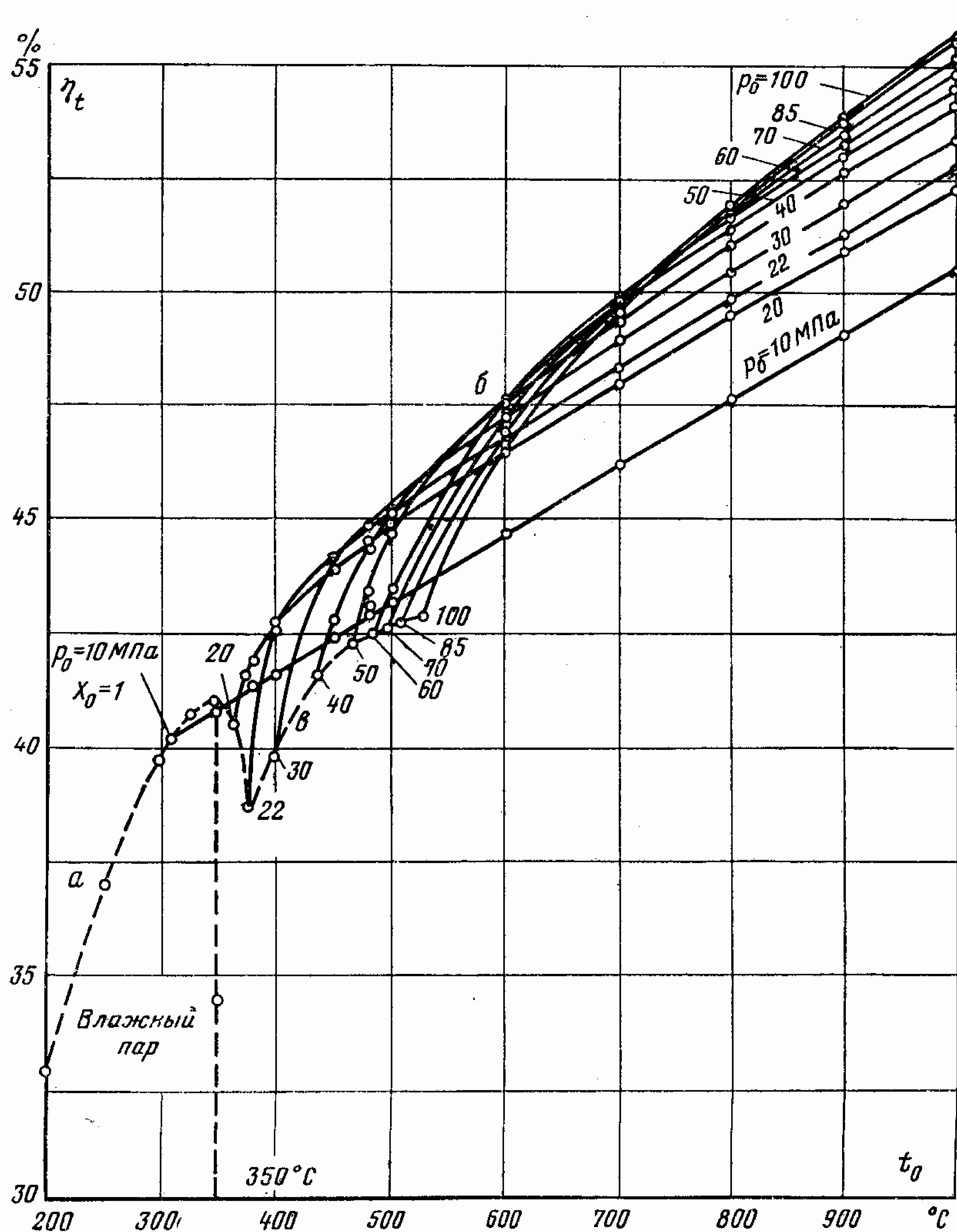


Рис. 4-2. Зависимость к. п. д. теоретических циклов от начальной температуры пара.

а — сухой насыщенный пар; *б* — перегретый пар; *в* — линия условного фазового перехода в сверхкритической области.

Снижение к. п. д. цикла сухого насыщенного пара при повышении температуры от 350°C до критической около 374°C (и повышении давления от 17,0 МПа до критического — около 22,1 МПа) обусловливает сложную зависимость к. п. д. цикла от параметров пара в околокритической области.

Зависимость к. п. д. цикла сухого насыщенного пара от начальной температуры характеризуется кривой *а* на рис. 4-2, дающей одновременно зависимость к. п. д. от начального давления.

Зависимость к. п. д. цикла *перегретого пара* от начальной температуры характеризуется семейством кривых, каждая из которых отвечает определенному начальному давлению пара. Общим для этих кривых является рост к. п. д. с повышением начальной температуры при любом начальном давлении (кривые *б* рис. 4-2).

Переход от цикла сухого насыщенного пара к циклу перегретого пара можно рассматривать как добавление к исходному циклу сухого насыщенного пара цикла, обусловленного перегревом (рис. 2-3). В результате такого добавления получается сложный цикл с расходом тепла Q_0, работой W, к. п. д. $\eta_t=W/Q_0$, состоящий из исходного цикла (с расходом тепла Q^0_0, работой W_0 и к. п. д. $\eta_0=W_0/Q^0_0$) и дополнительного цикла с расходом тепла Q_Δ, работой W_Δ и к. п. д. η_Δ. Коэффициент полезного действия такого сложного цикла перегретого пара

$$\eta_t=\frac{W}{Q_0}=\frac{W_0+W_\Delta}{Q^0_0+Q_\Delta}=\frac{W_0}{Q^0_0}\;\frac{1+\frac{W_\Delta}{W_0}}{1+\frac{Q_\Delta}{Q^0_0}}.$$

Вводя энергетический коэффициент дополнительного цикла

$$A_\Delta = \frac{W_\Delta}{W_0}$$

и имея в виду, что

$$Q_\Delta = \frac{W_\Delta}{\eta_\Delta} \text{ и } Q^0{}_0 = \frac{W_0}{\eta_0},$$

получим:

$$\frac{Q_\Delta}{Q_0} = \frac{W_\Delta}{\eta_\Delta}\frac{\eta_0}{W_0} = A_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}$$

и, следовательно,

$$\eta_t = \eta_0 \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_\Delta \eta_0/\eta_\Delta}. \qquad (4\text{-}6)$$

Относительное повышение к. п. д. благодаря перегреву пара

$$\Delta\eta_t = \frac{\eta_t - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0/\eta_\Delta}{\frac{1}{A_\Delta} + \eta_0/\eta_\Delta}. \qquad (4\text{-}7)$$

Таким образом, изменение к. п. д. цикла благодаря перегреву пара зависит от отношения к. п. д. основного η_0 и дополнительного η_Δ циклов. Нетрудно установить, что при усложнении цикла перегревом всегда $\eta_\Delta > \eta_0$ и, следовательно, к. п. д. цикла возрастает.

Используем понятие эквивалентного цикла Карно, имеющего тот же к. п. д. $\eta^К_{экв}$, что и рассматриваемый цикл, а именно $\eta^К_0 = \eta_0$ или $\eta^К_\Delta = \eta_\Delta$, и одинаковую с рассматриваемым циклом конечную температуру $T^К{}_к = T^0{}_к = T^\Delta{}_к$, где индекс «К» означает «Карно», а индекс «к» — «конденсация» или «конечная».

Начальные температуры соответствующих составляющих цикла равны при этом

$$T^К_0 = \frac{T_к}{1 - \eta_0} \text{ и } T^К_\Delta = \frac{T_к}{1 - \eta_\Delta}. \qquad (4\text{-}8)$$

Очевидно, что большему к. п. д. соответствует большая начальная температура эквивалентного цикла Карно $T^К$ и большей температуре $T^К$ больший к. п. д. $\eta^К$.

Начальную температуру эквивалентного цикла Карно удобно определить графически, заменяя в T, s-диаграмме площадь цикла прямоугольником с тем же основанием, равным изменению энтропии, для основного цикла $\Delta s = s_0 - s_к$ (см. рис. 2-3). Начальная температура эквивалентного цикла Карно означает среднюю температуру подвода тепла в цикле.

Очевидно, $T^К_\Delta > T^К_0$ и $\eta_\Delta > \eta_0$.

Таким образом, дополнительный перегрев свежего пара всегда повышает к. п. д. цикла.

При докритических давлениях пара начальная точка кривых к. п. д. циклов перегретого пара располагается на кривой a (см. рис. 4-2) к. п. д. цикла сухого насыщенного пара; соответствующая этому давлению температура насыщения на оси абсцисс определяет положение начальной точки изобары $t_0 = \text{const}$.

Сложный характер рассматриваемой зависимости в околокритической области обусловлен спадом кривой к. п. д. сухого насыщенного пара в интервале давлений 17,0—22,1 МПа.

В связи с этим спадом изобары к. п. д. докритического давления, например 17,0 МПа, проходят сначала выше изобары критического давления 22,1 МПа. Ввиду быстрого подъема к. п. д. изобара 22,1 МПа пересекается с изобарой 17,0 МПа и при высоких начальных температурах идет выше. Такая закономерная зависимость к. п. д. от начальной температуры и начального давления наблюдается в сверхкритической области, исключая упомянутую околокритическую область с температурами несколько ниже и несколько выше критической. Итак, при всех докритических и сверхкритических температурах, исключая околокритическую область, более высоким начальным значениям температуры и давления отвечают и более высокие к. п. д. η_t.

Для начальной, исходной точки сверхкритических изобар к. п. д. используем понятие о точке условного фазового перехода воды в сверхкритической области, вытекающее из природы воды и водяного пара. Действительно, фазовый переход воды в докритической области характеризуется бесконечно большим значением удельной теплоемкости $c_p = \infty$. С повышением температуры сверх критической удельная теплоемкость уже не достигает бесконечно большого значения, однако каждому сверхкритическому давлению отвечает сверхкритическая температура, при которой удельная теплоемкость c_p достигает максимального значения. При давлениях, близких к критическому, наблюдается быстрый рост теплоемкости до максимума и затем такой же быстрый спад. По мере повышения давления максимум теплоемкости c_p относительно уменьшается и выражается все менее явно; при очень высоких давлениях p_0 кривые c_p приобретают более пологий характер (рис. 4-3).

Точки максимума удельной теплоемкости c_p естественно принять за точки условного фазового перехода в сверхкритической области воды и водяного пара. Эти точки харак-

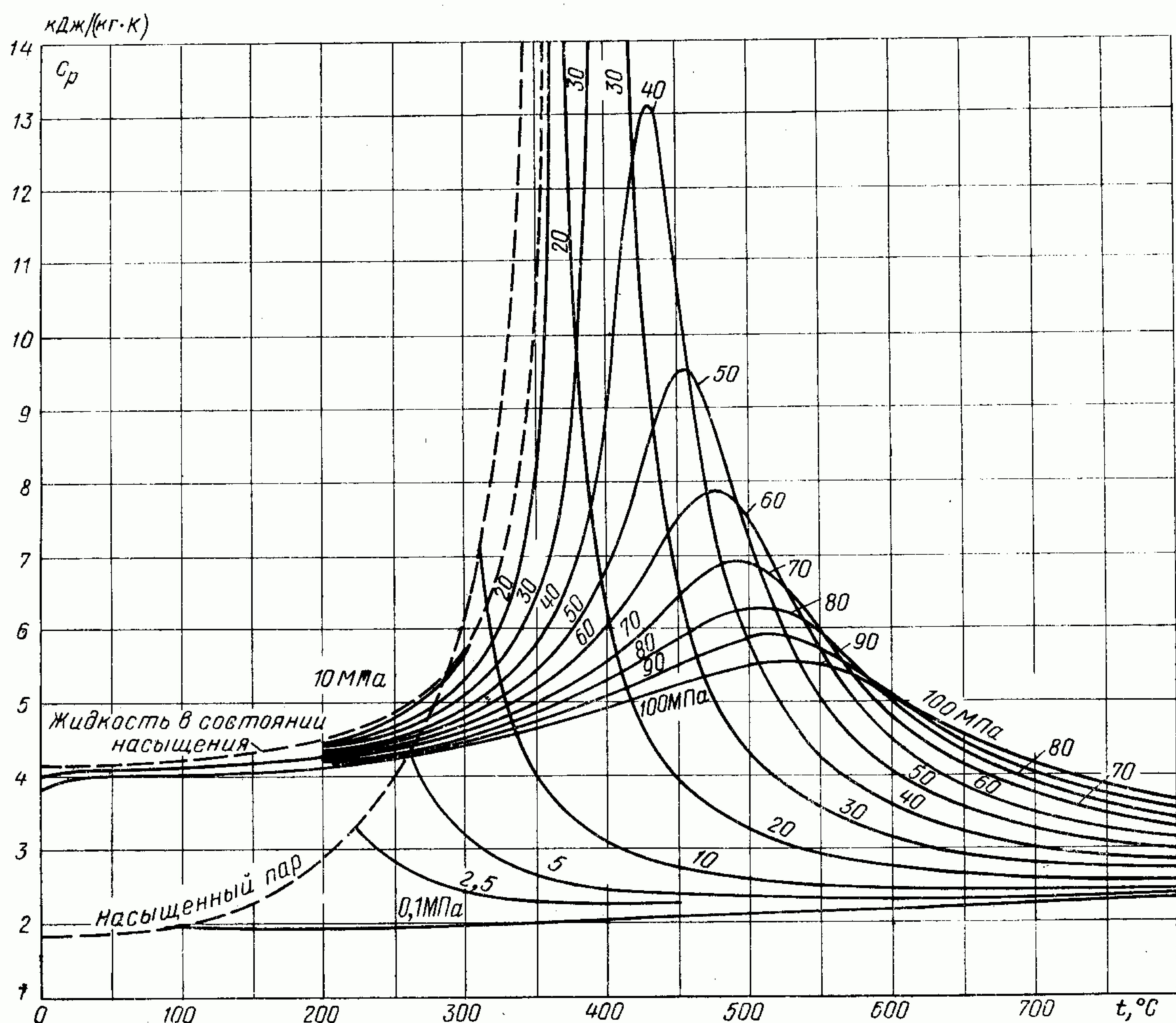


Рис. 4-3. Зависимость удельной теплоемкости воды и водяного пара c_p от температуры при различных давлениях.

теризуются следующими численными значениями температур $T_ф$ и давлений p пара:

p, МПа	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0
$T_ф$, К	680	705	730	750	765	780
c_p, кДж/(кг·К)	26,0	13,2	9,6	7,9	6,9	6,3

Тогда на рис. 4-2 можно провести линию *в* $p_ф=f(t_ф)$, характеризующую связь температур и давлений воды и водяного пара, отвечающую максимальным значениям теплоемкости c_p, т. е. условному фазовому переходу вещества. Эту линию можно принять за геометрическое место начальных точек изобар к. п. д. η_t в сверхкритической области параметров водяного пара (кривая *в* на рис. 4-2).

Как видно из ранее изложенного, практически важно выяснить зависимость к. п. д. цикла и турбоустановки от начального давления пара при заданной его начальной температуре.

Исходной кривой зависимости $\eta_t=f(p_0)_{t_0}$ является рассмотренная выше (рис. 4-2) кривая зависимости $\eta^н_t=f(t^н_0)$ сухого насыщенного пара, так как одновременно эта кривая определяет зависимость $\eta^н_t=f(p_0)$. Нужно иметь в виду, что вдоль этой кривой изменяются значения как $t^н_0$, так и связанные с ними значения p_0. Так как перегрев пара повышает к. п. д. цикла, то все изотермы $\eta_t=f(p_0)$ с температурами выше критической ($t_{кр}\approx$ $\approx 374°C$) располагаются выше кривой к. п. д. сухого насыщенного пара (рис. 4-4). Подобно кривой к. п. д. сухого насыщенного пара изотермы к. п. д. перегретого пара также имеют максимум, сдвигающийся последовательно в сторону более высоких давлений с повышением начальной температуры. С повышением начальной температуры кривая к. п. д. в области максимума становится все более пологой и при очень высокой начальной температуре пара максимум к. п. д. в рассматриваемом интервале начальных давлений уже не наблюдается, сдвигаясь в область еще более высоких начальных давлений пара.

Вид кривых на рис. 4-4 подтверждает положение об энергетической эффективности

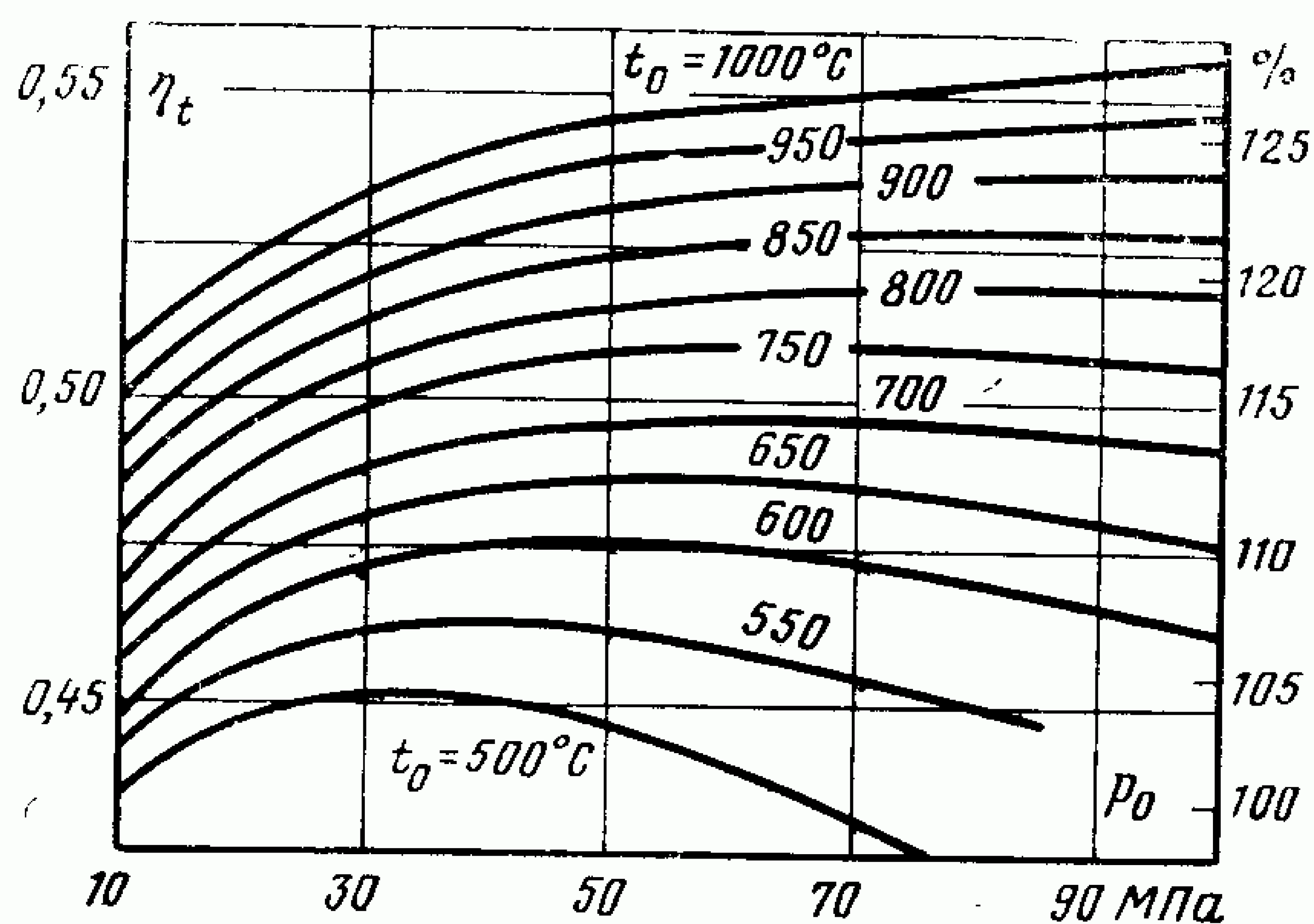


Рис. 4-4. Зависимость термического к. п. д. идеального цикла водяного пара от начального давления p_0 при различных начальных температурах t_0.

одновременного повышения обоих начальных параметров — температуры и давления пара.

Кривые к. п. д. цикла η_t дают только первое приближение при определении оптимального значения начального давления пара p_0 при постоянной начальной температуре t_0. Следующим шагом должен быть учет энергетических потерь внутри турбины посредством внутреннего относительного к. п. д. турбины η_{oi}. С учетом этой величины внутренний абсолютный к. п. д. турбоустановки.

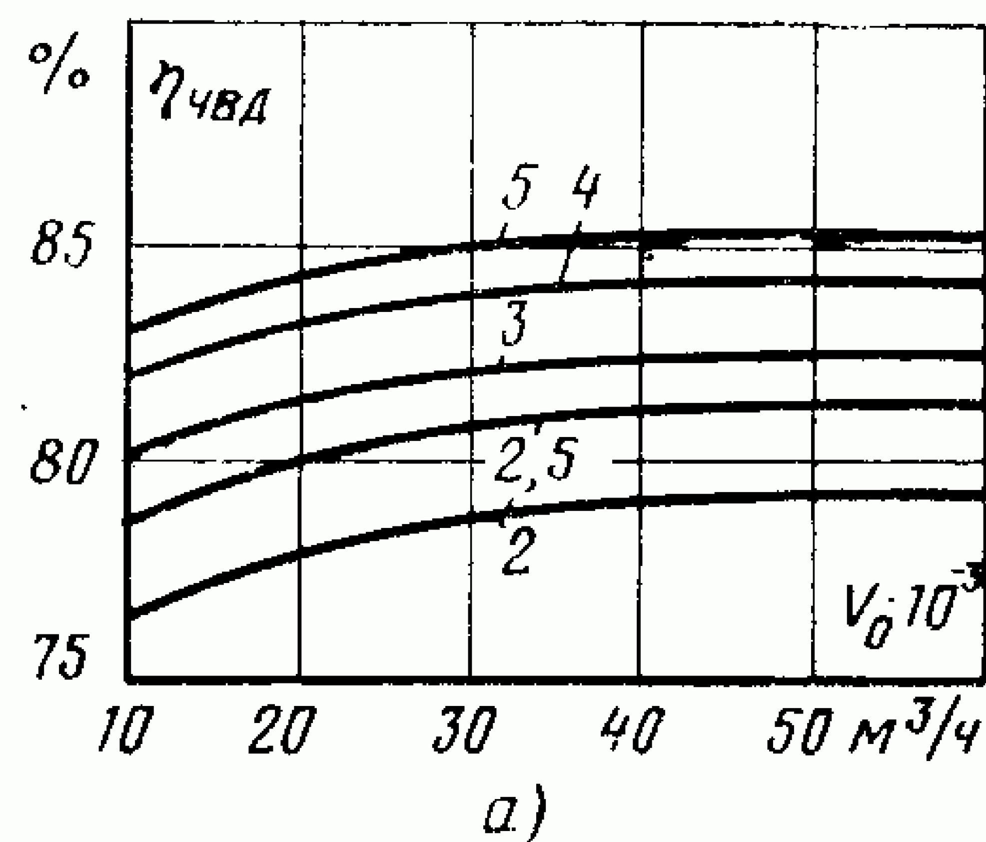
$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}. \qquad (4\text{-}9)$$

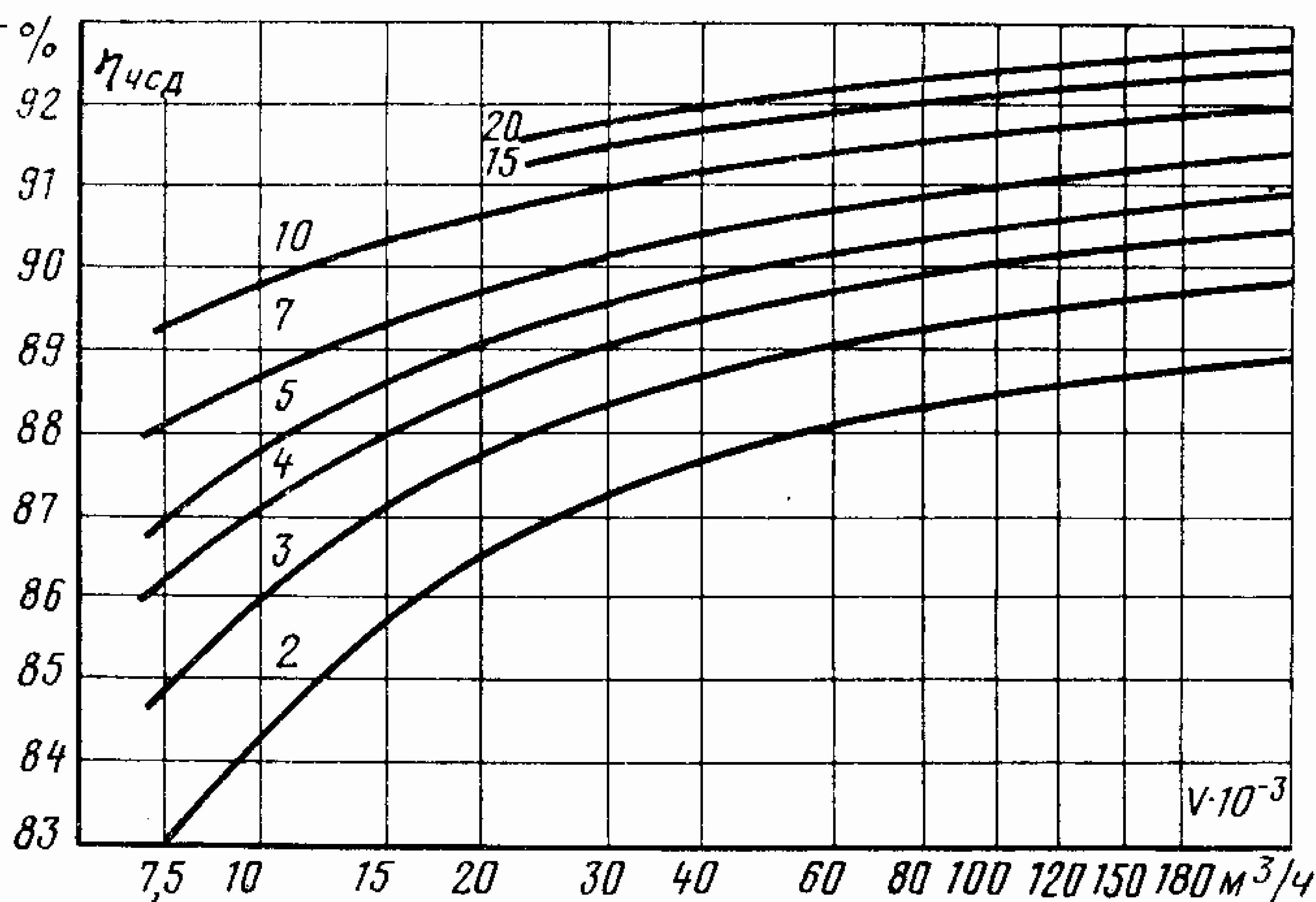
Величина η_{oi} зависит существенно от начальных параметров пара.

С повышением температуры, с уменьшением плотности пара и ростом его удельного объема уменьшаются потери трения, увеличиваются высоты лопаток, уменьшаются относительные потери из-за протечек пара через зазоры турбинной ступени, снижается конечная влажность пара. В связи с этим при повышении начальной температуры значение η_{oi} возрастает.

Повышение начального давления пара действует в обратном направлении: плотность пара возрастает, уменьшаются его удельный объем и высота лопаток, возрастают потери из-за протечек через зазоры в турбинной ступени; увеличивается конечная влажность пара. На рис. 4-5 показана зависимость η_{oi} от объемного пропуска пара.

Влияние внутреннего относительного к. п. д. турбины η_{oi} на протекание кривых η_i проявляется как бы в деформации кривых η_t. Действительно, $\Delta\eta = \eta_t - \eta_i = \eta_t(1 - \eta_{oi})$, т. е. внутренний абсолютный к. п. д. турбоустановки при заданной начальной температуре с повышением начального давления все больше уменьшается по сравнению с термическим к. п. д. цикла. В результате этого максимальные значения $\eta^{\text{м}}_i$ смещаются в сторону мень-





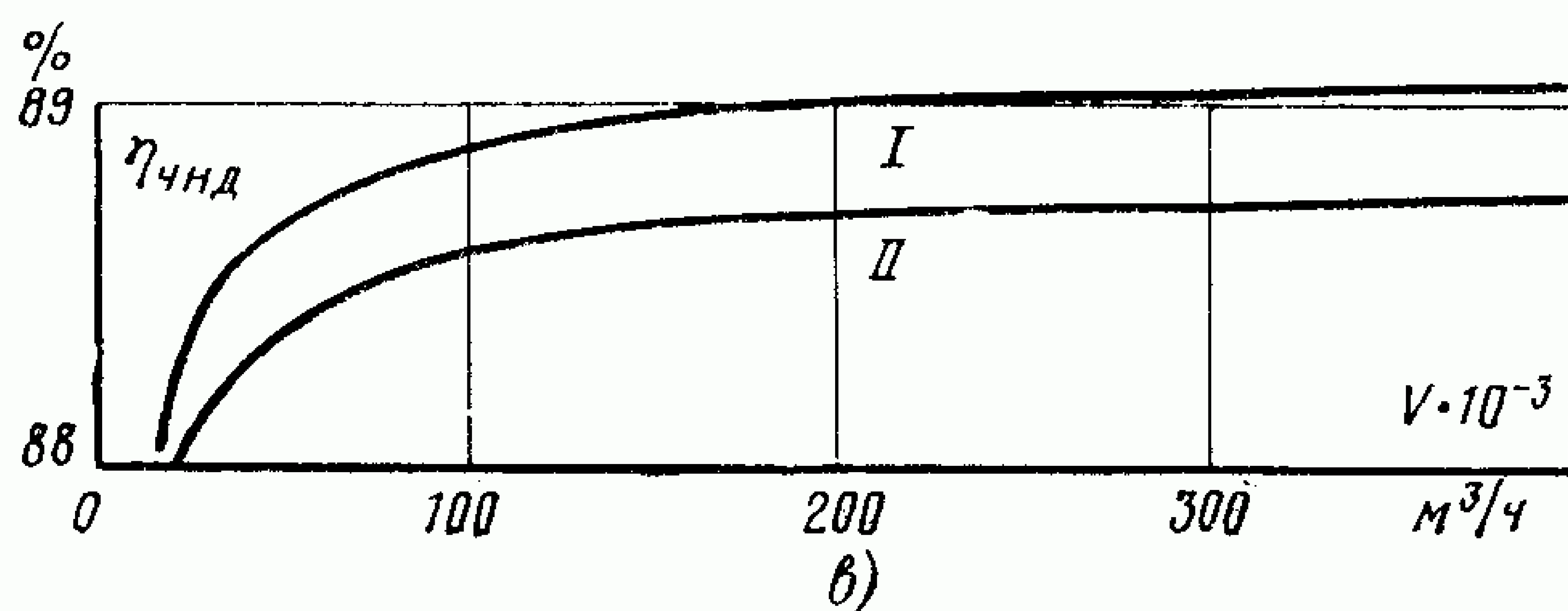


Рис. 4-5. Зависимость внутреннего относительного к. п. д. частей турбины от объемного пропуска пара при различном отношении давлений пара перед и после частей высокого (*а*) и среднего (*б*) давления и числа выхлопов части низкого давления (*в*) турбины (*I* — четыре или восемь выхлопов; *II* — три или шесть выхлопов) без учета влажности пара.

ших значений начального давления p_0 по сравнению с максимумами $\eta^{\text{м}}_t$ (рис. 4-6).

В действительном процессе работы пара в турбине конечная влажность пара не должна превышать примерно 12%; такое ограничивание обусловливается эрозией последних лопаток каплями влаги, выделяющимися из общего парового потока, а также снижением, к. п. д. последних ступеней, работающих на влажном паре, оцениваемым примерно одним процентом на каждый дополнительный процент влажности пара. Имея это в виду, нужно считать не все точки кривых $\eta_t = f(p_0)_{t_0}$ реальными.

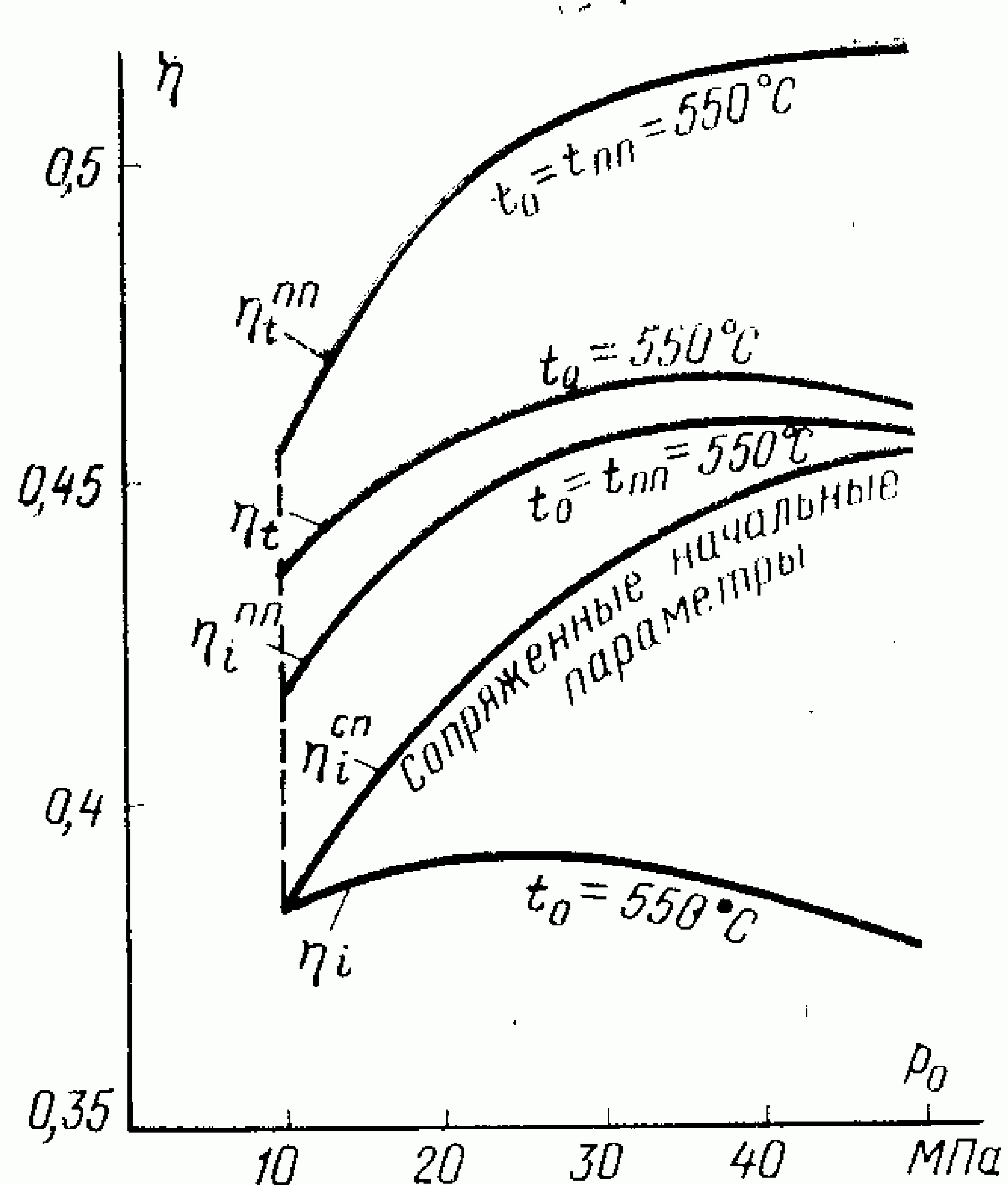


Рис. 4-6. Зависимость термического η_t и внутреннего абсолютного η_i к. п. д. турбоустановки от начального давления p_0.

ПП — промежуточный перегрев пара.

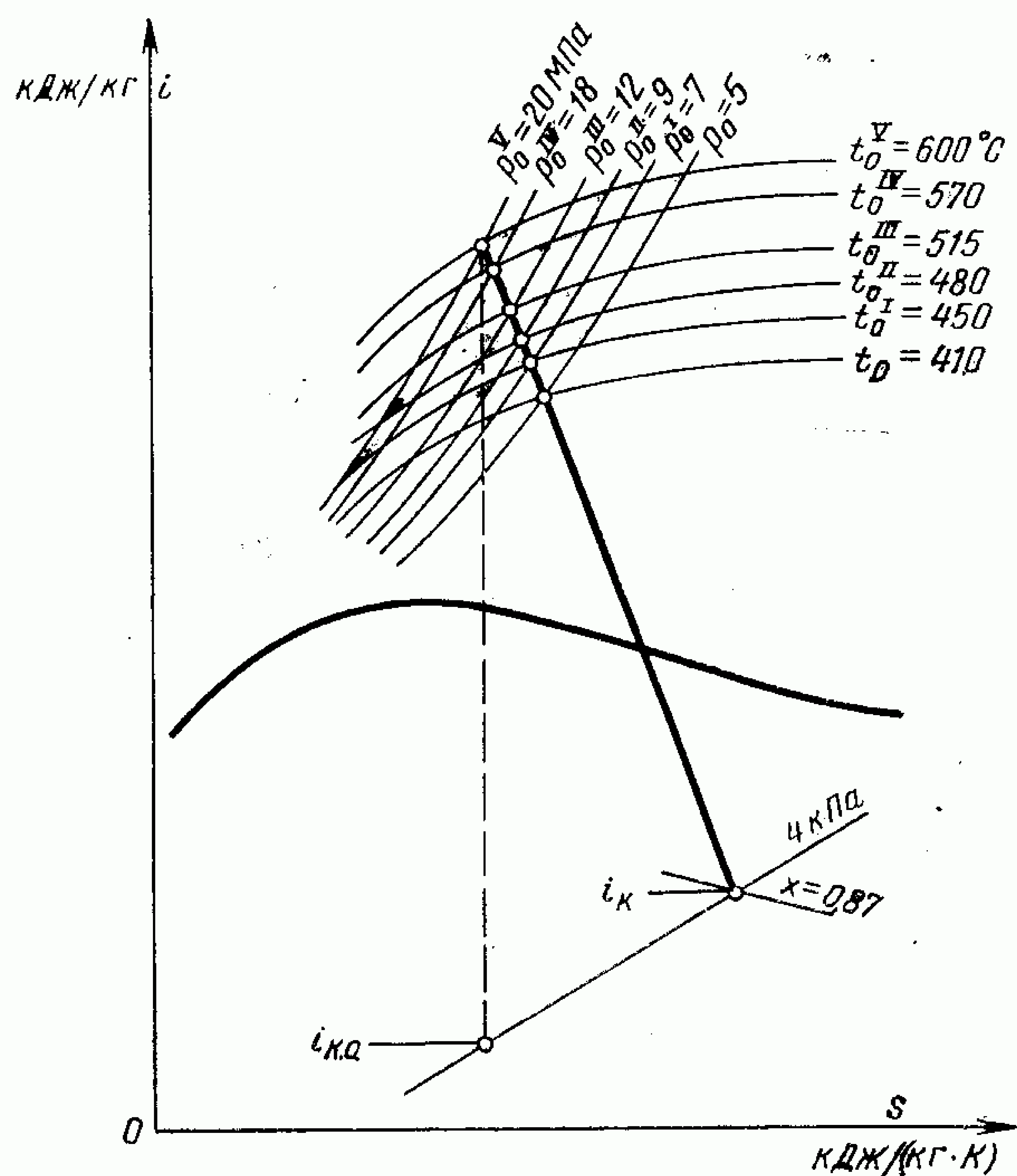


Рис. 4-7. Процесс работы в турбине пара с сопряженными начальными параметрами.

Парные значения начальной температуры и начального давления, соответствующие заданной конечной влажности пара в турбине, называют «сопряженными» начальными параметрами пара. Очевидно, «сопряженные» начальные параметры пара располагаются в i, s-диаграмме на одной общей линии рабочего процесса пара в турбине, приводящей к заданной конечной влажности пара (рис. 4-7).

Приводим значения сопряженных начальных параметров пара, отвечающие конечной влажности пара в турбине 13% и внутреннему относительному к. п. д. турбины 0,85:

t_0, °C	600	570	515	480	450	410
p_0, МПа	20,0	18,0	12,0	9,0	7,0	5,0

Как видно из приведенных данных, начальной температуре 550°C соответствует сопряженное значение начального давления около 15,0 МПа. В Советском Союзе, а также за рубежом при указанной начальной температуре 550°C широко применяют начальные давления пара около 16,0 и 24,0 МПа без превышения допустимой конечной влажности пара. Это достигается применением промежуточного перегрева пара.

Промежуточный перегрев пара позволяет, сохраняя рекомендуемую начальную температуру пара 540—560°C, подвести к рабочему пару дополнительное тепло, повысить его работоспособность и к. п. д. турбоустановки и электростанции.

Вместе с тем промежуточный перегрев пара позволяет, используя ограниченную начальную температуру и заданную допустимую конечную влажность пара, повысить начальное давление сверх сопряженного его значения, что также способствует повышению к. п. д. турбоустановки и электростанции.

4-3. ПАРАМЕТРЫ И СХЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА

Параметры промежуточного перегрева пара

На современных электростанциях на органическом топливе применяют, как правило, газовый промежуточный перегрев пара. При этом можно получить высокую температуру пара, близкую к начальной температуре, и выбрать оптимальное, достаточно высокое давление промежуточного перегрева. На электростанциях Советского Союза промежуточный перегреватель размещают обычно в конвективной шахте парогенератора, в области температур дымовых газов 600—700°C. Такое размещение промежуточного перегревателя имеет основной целью повысить надежность и упростить сложные операции пуска и остановки современных крупных энергоблоков. Промежуточный перегреватель, размещенный в зоне невысоких температур газов, не требует специального охлаждения во время указанных операций. Температура промежуточного перегрева выбирается обычно примерно равной начальной температуре свежего пара 540—570°C. На некоторых электростанциях

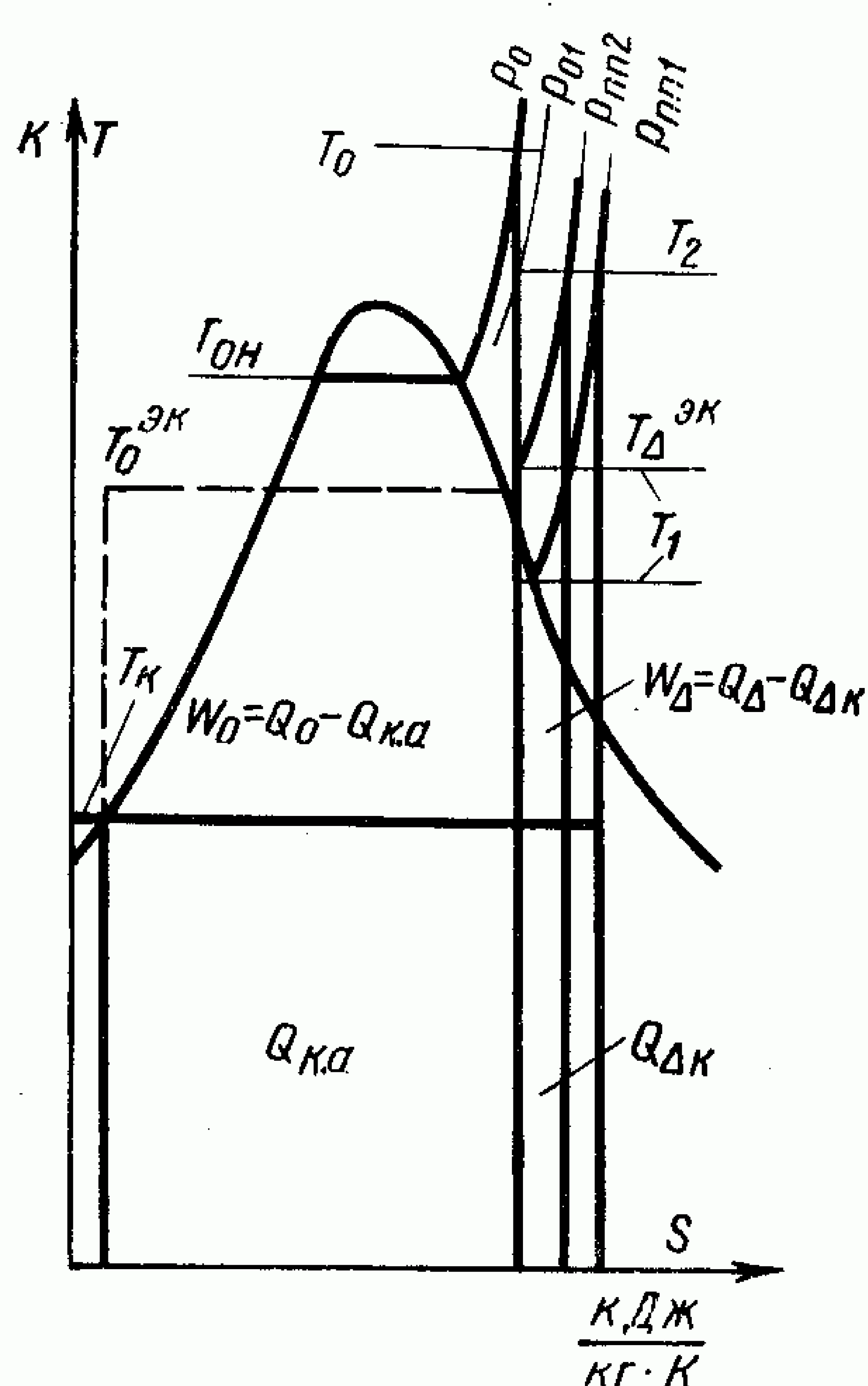


Рис. 4-8. Теоретический цикл с одноступенчатым промежуточным перегревом пара в T, s-диаграмме. $Q_{к.а}$ и $Q_{\Delta к}$ — соответственно потеря тепла в холодном источнике в основном и дополнительных циклах.

в США температура промежуточного перегрева на 10—30°С превышает температуру свежего пара. Это можно осуществить, выполняя промежуточный перегреватель комбинированного радиационно-конвективного типа. Ввиду относительно невысокого давления среды выбор марки стали для промежуточного перегревателя менее затруднителен, чем для перегревателя свежего пара.

Наличие оптимального давления промежуточного перегрева можно показать, рассматривая цикл с промежуточным перегревом пара в T, s-диаграмме (рис. 4-8). Такой цикл является сложным, состоящим из исходного цикла без промежуточного перегрева, с подводом тепла $Q_о$, совершаемой работой $W_о$, и к. п. д. $\eta_о$, и из дополнительного цикла, соответствующего промежуточному перегреву пара, с подводом тепла Q_Δ, работой W_Δ и к. п. д. η_Δ. Выражение к. п. д. сложного цикла с промежуточным перегревом пара напишем в виде

$$\eta_{пп}=\frac{W_о+W_\Delta}{Q_о+Q_\Delta}.$$

Введя энергетический коэффициент

$$A_\Delta=\frac{W_\Delta}{W_о}$$

и произведя преобразования (см. анализ эффективности перегрева свежего пара в § 4-2), получим:

$$\eta_{пп}=\eta_о\frac{1+A_\Delta}{1+A_о\dfrac{\eta_о}{\eta_\Delta}}. \qquad (4\text{-}10)$$

Относительное изменение к. п. д. из-за промежуточного перегрева равно:

$$\Delta\eta_{пп}=\frac{\eta_{пп}-\eta_о}{\eta_о}=\frac{1-\dfrac{\eta_о}{\eta_\Delta}}{\dfrac{1}{A_\Delta}+\dfrac{\eta_о}{\eta_\Delta}}. \qquad (4\text{-}10а)$$

Следовательно, к. п. д. цикла с промежуточным перегревом пара может быть выше, равен или ниже к. п. д. исходного цикла без промежуточного перегрева пара,, а именно:

$$\eta_{пп}>\eta_о,\ \text{если}\ \eta_\Delta>\eta_о;$$
$$\eta_{пп}=\eta_о,\ \text{если}\ \eta_\Delta=\eta_о;$$
$$\eta_{пп}<\eta_о,\ \text{если}\ \eta_\Delta<\eta_о.$$

Соотношение к. п. д. основного цикла $\eta_о$ и дополнительного цикла η_Δ можно наглядно проиллюстрировать, используя понятие эквивалентного цикла Карно.

Если средняя температура подвода тепла в цикле, эквивалентном дополнительному циклу, $T_\Delta^{экв}$ выше такой температуры в исходном цикле $T_о^{экв}$, то промежуточный перегрев дает повышение к. п. д. В противном случае повышения к. п. д. не происходит. Действительно, рассмотрим промежуточный перегрев пара с низким давлением, близким к давлению отработавшего пара перед конденсатором турбины. В этом случае начальная температура эквивалентного цикла Карно в дополнительном цикле ниже, чем в исходном и, следовательно, $\eta_\Delta<\eta_о$. Иначе говоря, расход тепла на промежуточный перегрев при этом Q_Δ велик и сводится почти целиком к потере тепла в холодном источнике, а дополнительная работа W_Δ мала.

В пределе при $p_{пп}=p_к$; $W_\Delta=0$, $Q_\Delta=Q_{\Delta к}$ (так как $Q_\Delta=W_\Delta+Q_{\Delta к}$) и $\eta_\Delta=0$. Таким образом,

$$\eta_{пп}=\frac{W_о}{Q_о+Q_\Delta}=\frac{W_о}{Q_о+Q_{\Delta к}}<\eta_о=\frac{W_о}{Q_о};$$

при низких давлениях промежуточный перегрев пара дает не повышение, а понижение к. п. д.

При высоких относительно давлениях промежуточного перегрева начальная температура эквивалентого цикла Карно и к. п. д.

дополнительного цикла выше, чем в исходном цикле и, следовательно, к. п. д. цикла с промежуточным перегревом пара возрастает, $\eta_{пп} > \eta_{р}$.

Однако если в пределе $p_{пп} = p_0$ или $p_{пп} = p_{01}$ (рис. 4-8), то промежуточный перегрев и, следовательно, дополнительный цикл отпадают, $Q_\Delta = 0$; $W_\Delta = 0$ и $\eta_{пп} = \eta_0$, к п. д. цикла возвращается к первоначальному значению в исходном цикле. Указанное иллюстрируется кривой $\eta^{пп}{}_t = f(p_{пп})$ [или $\eta^{пп}{}_t = f(h'_a/H^0{}_a)$, где $h'_a/H^0{}_a$ — доля теплопадения пара до перегрева, на рис. 4-9, из которого видно наличие максимума $\eta^{пп}{}_t$ при некотором оптимальном значении доли теплопадения (давления промежуточного перегрева $p^{опт}_{пп}$).

Эффективность промежуточного перегрева пара в действительном цикле проявляется в большей мере, чем в теоретическом. Это объясняется благоприятным действием промежуточного перегрева пара на внутренний относительный к. п. д. ступеней турбины после промежуточного перегрева. К. п. д. этих ступеней η''_{oi} возрастает в связи с повышением температуры пара, работающего в этих ступенях, и снижением влажности пара в последних ступенях турбины до 5—7%.

Оптимальное значение давления промежуточного перегрева пара до заданной температуры можно определить вариантными расчетами. При одноступенчатом промежуточном перегреве пара можно рекомендовать следующие соотношения давлений пара промежуточного перегрева $p_{пп}$ и свежего пара p_0:

$$p_{пп} = (0{,}15 \div 0{,}20)\, p_0.$$

Так, например, при p_0, равных 13,0 и 24,0 МПа, значения $p_{пп}$ составляют соответственно 2,0—2,6 и 3,6—4,8 МПа, что близко к значениям для реальных энергоблоков мощностью от 150 до 1200 МВт. Аналогично при двухступенчатом промежуточном перегреве пара оптимальные давления верхней ступени $p^{I}{}_{пп}$ и нижней ступени $p^{II}{}_{пп}$ составляют:

$$p^{I}_{пп} = (0{,}25 \div 0{,}30)\, p_0 \text{ и } p^{II}_{пп} =$$

$$= (0{,}25 \div 0{,}30)\, p^{I}_{пп} = (0{,}06 \div 0{,}09)\, p_0.$$

Энергетически оптимальное давление промежуточного перегрева пара зависит, в частности, от температуры перегретого пара и соотношения величин η_{oi} до и после промежуточного перегрева.

Вторая ступень промежуточного перегрева пара дает дополнительное повышение к. п. д. и соответственно дополнительную экономию

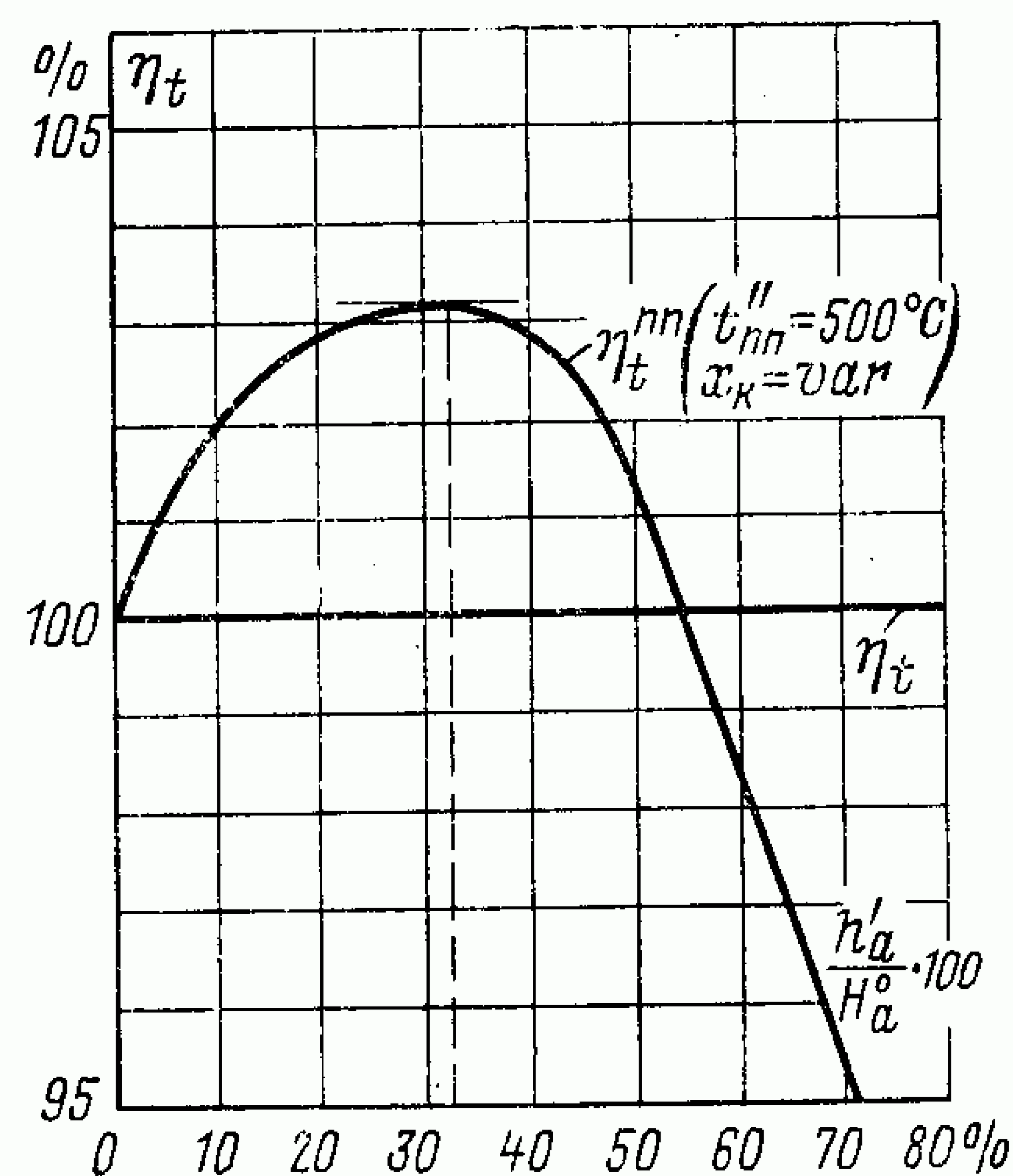


Рис. 4-9. Зависимость термического к. п. д. цикла η_t от доли теплопадения пара до промежуточного перегрева $h'_a/H^0{}_a$.

тепла в размере 1,5—2,5%, что для энергоблоков большой мощности и при дорогом топливе может оправдать усложнение и удорожание установки из-за второй ступени промежуточного перегрева пара.

На рис. 4-6 показана также зависимость термического и внутреннего к. п. д. турбоустановки с одноступенчатым промежуточным перегревом пара от начального давления при постоянной начальной температуре пара. Как видно, оптимум начального давления пара существенно возрастает благодаря промежуточному перегреву. Особенно быстро возрастает к. п. д. при одновременном повышении начальных давления и температуры, например при сопряженных их значениях (см. рис. 4-6).

Оптимальную температуру пара в начале промежуточного перегрева $T^0{}_{пп}$ можно приближенно определить аналитически.

Коэффициент полезного действия цикла с промежуточным перегревом

$$\eta^{пп}_t = \frac{W}{Q} = \frac{W_0 + W_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta};$$

здесь Q_0 и W_0 — известные постоянные величины;

расход тепла на промежуточный перегрев, кДж/кг,

$$Q_\Delta = c_p (T_{пп} - T^0_{пп});$$

$T_{пп}$ и $T^0{}_{пп}$ — соответственно температуры пара после и до промежуточного перегрева, К; искомая величина $T^0{}_{пп}$, заданная величина $T_{пп}$; c_p — удельная теплоемкость пара в процессе промежуточного перегрева, значение которой приближенно принимаем постоянным.

Работа пара в дополнительном цикле, обусловленная промежуточным перегревом, кДж/кг:

$$W_\Delta = Q_\Delta - Q_{\Delta к} =$$

$$= c_р (T_{пп} - T^0_{пп}) - T_к (s_{пп} - s_0),$$

где $Q_{\Delta к}$ — потеря тепла в холодном источнике в дополнительном цикле, обусловленная промежуточным перегревом пара; $T_к$ — температура отработавшего пара в дополнительном цикле, К, принятая постоянной (процесс работы заканчивается в области влажного пара, см. рис. 4-8); $s_{пп}$ и s_0 — соответственно значения энтропии пара после и до промежуточного перегрева, кДж/(кг·К).

Приращение энтропии в дополнительном цикле равно:

$$\Delta s_{пп} = s_{пп} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{пп}}{T^0_{пп}}.$$

Таким образом, к. п. д. цикла с промежуточным перегревом пара

$$\eta_t^{пп} = \frac{W}{Q} =$$

$$= \frac{W_0 + c_p (T_{пп} - T^0_{пп}) - T_к c_p \ln \dfrac{T_{пп}}{T^0_{пп}}}{Q_0 + c_p (T_{пп} - T^0_{пп})} = f(T^0_{пп}). \quad (4\text{-}11)$$

Условием максимума функции $\eta_t^{пп}$ является равенство

$$\frac{W'}{W} = \frac{Q'}{Q},$$

т. е. равенство относительных изменений числителя и знаменателя, причем W' и Q' — производные W и Q по $T^0_{пп}$. Иначе

$$\frac{W'}{Q'} = \frac{W}{Q} = \eta_t^{пп}.$$

Определяем производные, принимая $c_p = \text{const}$:

$$W' = \frac{dW}{dT_0^{пп}} = -c_p + T_к c_p \frac{1}{T^0_{пп}} =$$

$$= -c_p \left(1 - \frac{T_к}{T^0_{пп}}\right)$$

и

$$Q' = \frac{dQ}{dT^0_{пп}} = -c_p.$$

Следовательно,

$$\frac{W'}{Q'} = 1 - \frac{T_к}{T^0_{пп}} = \eta_t^{пп}.$$

Вводя начальную температуру цикла Карно, эквивалентного данному циклу с промежуточным перегревом пара $T_0^{экв}$, напишем также:

$$\eta_t^{пп} = 1 - \frac{T_к}{T_0^{экв}}.$$

Из последних двух формул следует, что

$$T^0_{пп} = T_0^{экв} = \frac{T_к}{1 - \eta_t^{пп}}, \quad (4\text{-}12)$$

т. е. что оптимальное значение температуры начала промежуточного перегрева пара $T^0_{пп}$ должно совпадать с значением начальной температуры $T_0^{экв}$ цикла Карно, эквивалентного исследуемому циклу с промежуточным перегревом пара.

Пока не определена температура начала промежуточного перегрева $T^0_{пп}$, остается неизвестной и начальная температура эквивалентного цикла Карно $T_0^{экв}$.

Поэтому формула (4-12) решается последовательным приближением. Так, например, предварительно можно принять, что искомая температура $T^0_{пп}$ равна начальной температуре цикла Карно, эквивалентного исходному циклу без промежуточного перегрева, для которого известны к. п. д. $\eta_t = \eta_0$ и соответствующая «эквивалентная» начальная температура $T_0^{экв}$ равна:

$$T_0^{экв} = \frac{T_к}{1 - \eta_0}, \text{ где } \eta_0 = \frac{W_0}{Q_0}.$$

Приняв предварительно $T^0_{пп1} = T_0^{экв}$, определяют к. п. д. цикла с промежуточным перегревом $\eta_t^{пп}$, для этого к. п. д. определяют новую температуру начала промежуточного перегрева $T^0_{пп2} = T_к/(1 - \eta_t^{пп})$ и т. д., пока дальнейшие уточнения не станут очень малы.

В соответствии с формулой (4-12) связь между численными значениями величин $\eta_t^{пп}$ и $T^0_{пп}$ можно иллюстрировать так ($T_к \approx 300$ К):

$\eta_t^{пп}$	0,45	0,50	0,55
$T^0_{пп}$, К	545	600	667

Аналогичные выводы можно получить и для двухступенчатого промежуточного перегрева пара (рис. 4-10), т. е. принимать в первом приближении:

$$T^0_{пп I} \approx T^0_{пп II} \approx T_0^{экв} = \frac{T_к}{1 - \eta_t^{пп}}. \quad (4\text{-}13)$$

Аналитический метод определения температуры начала промежуточного перегрева — приближенный, как и приведенное ранее со-

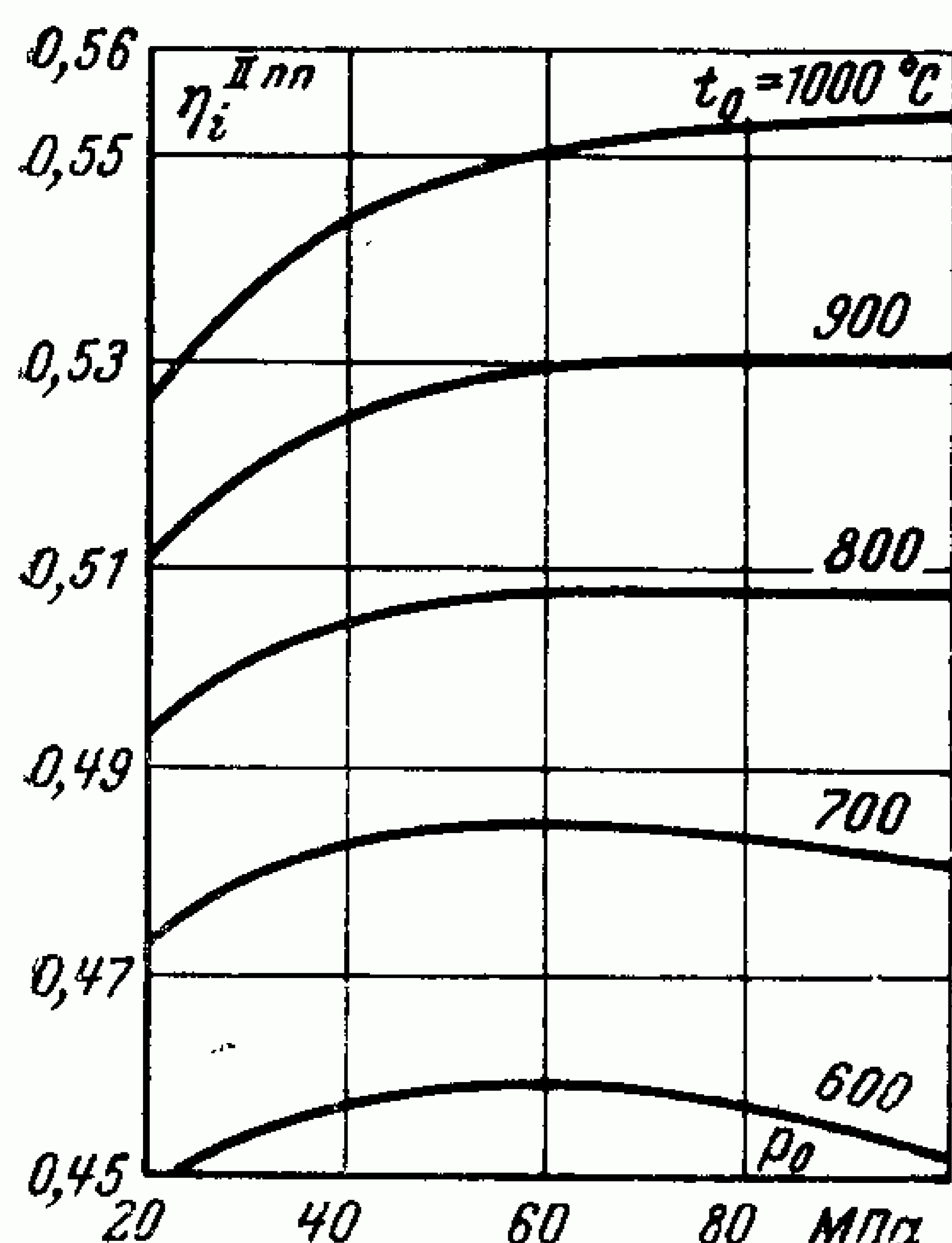


Рис. 4-10. Зависимость внутреннего абсолютного к. п. д. турбоустановки с двухступенчатым промежуточным перегревом $\eta_i^{IIпп}$ от начального давления p_0 при различных начальных температурах пара t_0.

отношение давлений промежуточного перегрева пара $p_{пп}$ и начального давления свежего пара. На оптимальное значение давления промежуточного перегрева (или температуру его начала) влияют: температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева; значения внутреннего относительного к. п. д. отдельных частей турбины, конструктивные факторы. В конечном счете оптимальное давление промежуточного перегрева пара выбирают на основе вариантных технико-экономических расчетов.

Схемы промежуточного перегрева пара

Схемы с газовым промежуточным перегревом наряду с основным преимуществом — высокой тепловой экономичностью — имеют и недостатки. К ним относятся: наличие протяженных трубопроводов промежуточного перегрева, энергетическая потеря в них, усложнение парогенератора (рис. 4-11,*а*).

Большая емкость паропроводов промежуточного перегрева и перегревателя вызывает опасность разгона турбоагрегата при сбросе нагрузки и требует применения специальных защитных устройств. Для этого перед выпуском пара в турбину после промежуточного перегрева, кроме регулирующих клапанов, применяют защитно-отсечные клапаны, из которых пар из системы промежуточного перегрева отводится через редукционно-охладительное устройство в конденсатор турбины (рис. 4-11,*а*). Наличие газового промежуточного перегревателя усложняет схему регулирования парогенератора ввиду необходимости дополнительно регулировать температуру пара после промежуточного перегрева.

Указанные недостатки отсутствуют при паровом промежуточном перегреве конденсирующимся паром (рис. 4-11,*б*). Паровой перегрев можно выполнить, используя для этого некоторую часть свежего пара (линия *1*) или пара из отбора турбины (линия *2*). Теплообмен в этом случае происходит при температуре не выше критической (около 647 К) или немного выше (при сверхкритическом начальном давлении свежего пара). Это определяет невысокую возможную температуру промежуточного перегрева пара, соответственно пониженное его давление и малый энергетический эффект. Теоретически при низком давлении промежу-

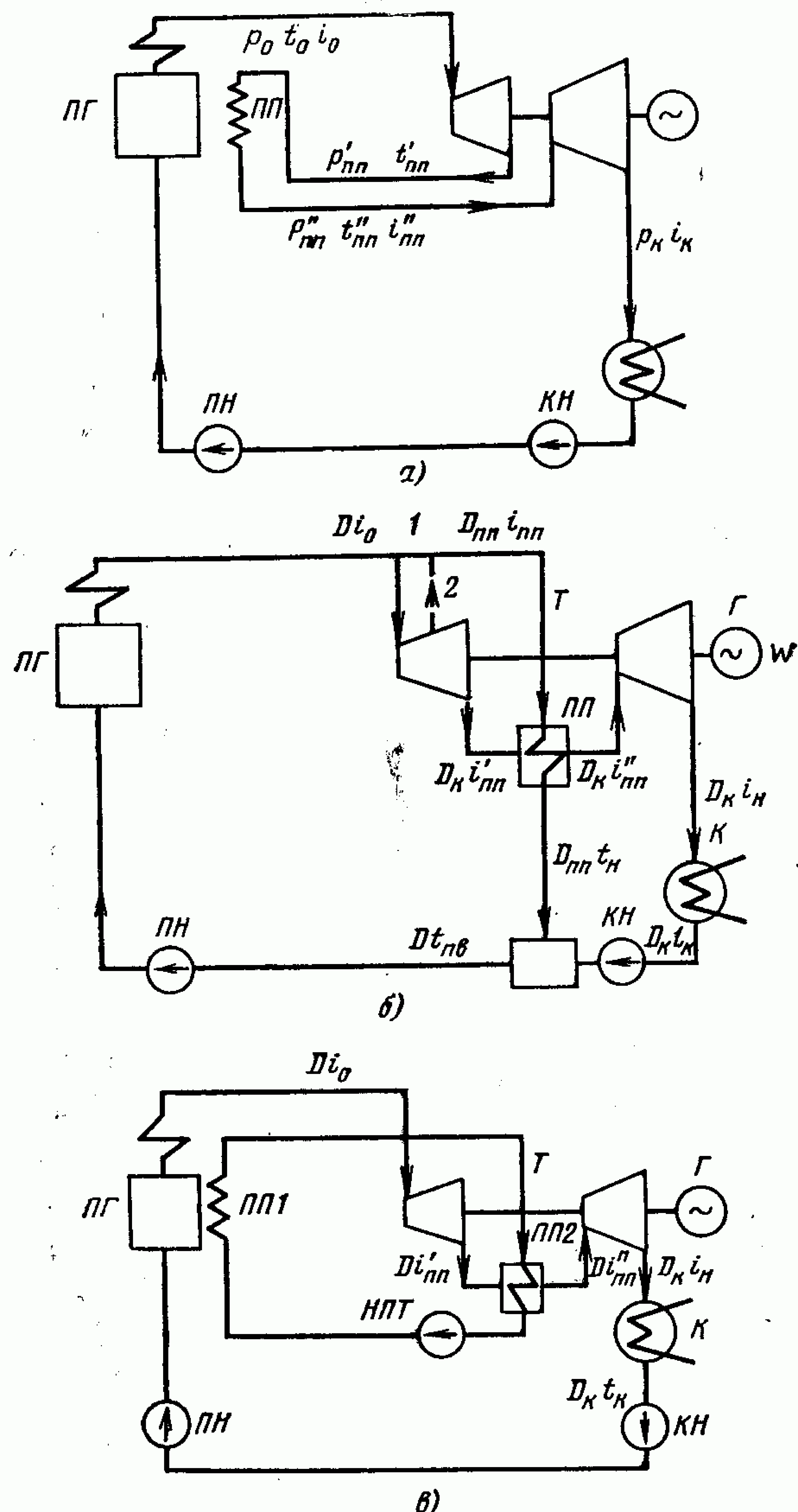


Рис. 4-11. Схемы простейших конденсационных электростанций с промежуточным перегревом пара.

а — газом; *б* — паром свежим (*1*) или из отбора (*2*) турбины; *в* — промежуточным теплоносителем; *НПТ* — насос промежуточного теплоносителя.

точного перегрева возможно даже снижение термического к. п. д. теоретического цикла. Однако повышение внутреннего относительного к. п. д. ступеней турбины в связи с уменьшением конечной влажности пара приводит в конечном счете к повышению к. п. д. турбоустановки на 2—3% благодаря паровому промежуточному перегреву.

Длина паропроводов промежуточного перегрева резко сокращается по сравнению с длиной паропроводов газового перегрева. Коэффициент теплопередачи в паропаровом теплообменнике относительно высок и теплообменники относительно компактны.

Емкость системы парового промежуточного перегрева также относительно невелика, однако защитно-отсечные устройства перед входом перегретого пара в турбину все же требуются.

Промежуточный перегрев паром из отбора турбины (линия *2*, рис. 4-11,*б*) позволяет получить дополнительную работу пара в турбине, но из-за низкой температуры греющего пара энергетический эффект при этом не выше, а даже несколько ниже, чем при перегреве свежим паром (к. п. д. повышается на 1—2%).

Ввиду малой экономии топлива и удорожания оборудования, прежде всего парогенератора, паровой промежуточный перегрев не получил распространения. В настоящее время паровой перегрев свежим и отборным паром применяют на атомных электростанциях с турбинами насыщенного пара, с целью ограничения влажности пара в ступенях этих турбин. При использовании греющего пара низкого давления происходит лишь снижение влажности, т. е. подсушка (без перегрева) рабочего пара турбины.

В схемах промежуточного перегрева пара промежуточными жидкими теплоносителями имеются два вида теплообменников: в одном теплообменнике *ПП2*, размещаемом близ турбины, перегревается пар, работающий в турбине; в другом *ПП1*, размещаемом в парогенераторе, подогревается промежуточный теплоноситель, циркулирующий по замкнутому контуру, включающему эти теплообменники, перекачивающие насосы и систему трубопроводов (рис. 4-11,*в*). Ввиду того что между парогенератором и турбиной циркулирует жидкость, диаметры трубопроводов относительно невелики, энергетические потери, обусловленные гидравлическим сопротивлением трубопроводов, также относительно невелики.

Повышение к. п. д. зависит от температуры нагретого теплоносителя, т. е. от его теплофизических свойств (термостойкости). Высоких температур можно достичь, используя жидкие металлы (например, амальгамы ртути, щелочные металлы — натрий и калий в расплавленном состоянии); возможно также применение селитренных солей. Органические теплоносители (дифенил, дифенилоксид, доутерм и т. п.) применимы лишь при невысоких температурах (450°С и ниже).

Упомянутые теплоносители не удовлетворяют требованиям надежности и безопасности. Применение двух систем теплообменников (у турбины и в парогенераторе) существенно удорожает установку.

По указанным причинам схемы с промежуточными теплоносителями на паротурбинных электростанциях на органическим топливе применения не получили. Жидкометаллические расплавы применяются в первом и втором контурах некоторых атомных электростанций трехконтурного типа с реакторами на быстрых нейтронах.

Возможен также комбинированный газопаровой промежуточный перегрев пара.

4-4. ВЫСОКИЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА НА ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЯХ

Общие положения

Важным критерием энергетической эффективности и тепловой экономичности теплофикационных турбоагрегатов и ТЭЦ является удельная выработка $э$ электроэнергии $Э$, кВт·ч, или мощности $W_э$, кВт, на единицу тепла $Q'_т$, ГДж, или $Q_т$, ГДж/ч, затрачиваемого на внешнего потребителя:

$$э = \frac{Э}{Q'_т} \text{ и } э = \frac{W_э}{Q_т}.$$

Чем выше значение величины $Э$, тем больше электроэнергии и большую мощность можно выработать на базе теплового потребления:

$$Э = эQ'_т \text{ и } W_э = эQ_т.$$

Таким образом, если задано суммарное потребление электроэнергии $э_с = Э + Э_к$, с увеличением теплофикационной выработки электроэнергии $Э$, без потерь в конденсаторе, соответственно уменьшается конденсационная выработка $Э_к = Э_с - Э$ с большими потерями в холодном источнике.

Отсюда следует, что повышение начальных параметров пара на ТЭЦ, способствующее увеличению удельной выработки $э$, несомненно энергетически выгодно.

Повышение начальной температуры пара на ТЭЦ ограничивается, как и на КЭС, прочностными, технологическими и стоимост-

ными характеристиками применяемых металлов.

Начальное давление пара на ТЭЦ Советского Союза до последнего времени применялось только докритическое. На ТЭЦ с промышленной паровой нагрузкой и неполным возвратом конденсата при докритическом начальном давлении пара применяют барабанные парогенераторы, что позволяет обеспечить надежный водный режим оборудования ТЭЦ. На наиболее крупных ТЭЦ с отпуском горячей воды для отопления и бытовых нужд в настоящее время начали применять сверхкритическое давление пара и, следовательно, прямоточные парогенераторы. Трудности водного режима при этом обусловливаются необходимостью глубокого химического обессоливания конденсата пара, используемого для подогрева воды, отпускаемой внешним потребителям. Для этого нужны анионитные фильтры, рассчитанные на обессоливание воды высокой температуры, или же охлаждение конденсата сетевых подогревателей, обусловливающее дополнительные потери тепла.

При выборе начальных параметров пара на ТЭЦ нужно иметь в виду, что при серийном выпуске энергетического оборудования в Советском Союзе принята унификация начальных параметров пара на КЭС и ТЭЦ.

При одинаковом докритическом начальном давлении пара 13,0 МПа различие КЭС и ТЭЦ заключается в применении промежуточного перегрева пара. При этом начальном давлении промежуточный перегрев пара применяется до настоящего времени только на конденсационных электростанциях. Применение для теплофикационных турбин промежуточного перегрева как средство ограничения конечной влажности пара не столь необходимо, как на КЭС, так как основной поток пара отбирается из теплофикационной турбины для внешнего потребителя с перегревом или с небольшой влажностью. Конденсационный сквозной поток пара невелик и работает в последних ступенях турбины с малым к. п. д. и имеет допустимую конечную влажность. Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ дает меньший выигрыш в тепловой экономичности, чем на КЭС. Однако для крупных теплофикационных турбоустановок давлением 13,0 МПа с отопительной нагрузкой в настоящее время разрабатываются варианты с применением промежуточного перегрева пара (турбина Т-180-13).

Для ТЭЦ сверхкритических параметров промежуточный перегрев пара необходим для поддержания допустимой конечной влажности пара. Таким образом, параметры пара и вид цикла на КЭС и мощных отопительных ТЭЦ могут быть унифицированы

Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ с различными параметрами пара

Зависимость расхода тепла и топлива на теплофикационную турбоустановку от начальных параметров пара можно установить, сравнивая в общем виде две такие турбоустановки с разным уровнем параметров пара. Более высоким начальным параметрам отвечает большая удельная выработка электроэнергии $э$, менее высоким — соответственно меньшая величина $э$. Основной принцип сравнения экономичности ТЭЦ и теплофикационных турбоустановок — одинаковый отпуск (в первом приближении — одинаковая выработка) в разных вариантах как электрической, так и тепловой энергии. Если принять в сравниваемых вариантах одинаковый отпуск $Q^0_т$, одинаковый расход $B_{т.с}$ топлива на внешнего потребителя и одинаковую электрическую мощность обеих установок $W_э$, то при более низких параметрах пара выработка электрической мощности $W^0_э$ меньше и требуется дополнительная (так называемая «замещающая») электрическая мощность $W_{КЭС}=W_э-W^0_э$, производимая конденсационными турбоагрегатами данной электростанции или в энергосистеме.

Проведем сравнение двух энергетических установок: ТЭЦ более высоких параметров пара, оборудованную турбоагрегатами общей электрической мощности $W_э$, имеющими регулируемые отборы для внешнего потребления и конденсаторы, и ТЭЦ более низких параметров пара, имеющую турбины с противодавлением электрической мощностью $W^0_э$. Заменяющей мощностью для второй энергетически менее совершенной ТЭЦ служит конденсационная мощность $W_{КЭС}=W_э-W^0_э$. Пусть конденсационная замещающая мощность $W_{КЭС}$ производится с удельным расходом топлива $b_{КЭС}$, кг/(кВт·ч), теплофикационная выработка (на тепловом потреблении) — более совершенными турбоагрегатами $W_т=W_э-W_к$ с минимальным удельным расходом $b_э$, менее совершенными — с расходом $b^0_э$, конденсационная выработка $W_к$ турбиной с отборами для внешнего потребителя — с расходом $b_к$.

Расход топлива, кг/ч, на ТЭЦ с более высокими начальными параметрами пара, с турбоагрегатами с отбором на внешнего потребителя и с конденсацией пара:

$$B_с=B_{т.с}+b_эW_т+b_кW_к.$$

Расход топлива, кг/ч, на ТЭЦ с более низкими начальными параметрами с турбиной с противодавлением и дополнительной заме-

шающей конденсационной мощностью $W_{КЭС} = W_т + W_к - W^0_т$ равен:

$$B^0_c = B_{г.с} + b^0_э W^0_т + b_{КЭС}(W_т + W_к - W^0_т).$$

Перерасход топлива кг/(кВт·ч), второй, менее совершенной установкой, если принять одинаковый удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии в обеих установках:

$$b_э = b^0_э \approx \frac{0,123}{\eta_м \eta_г \eta_{тр} \eta_{пг}},$$

будет равен:

$$\Delta B_c = (b_{КЭС} - b_э)(W_т - W^0_т) + (b_{КЭС} - b_к) W_к.$$

Заменяя $W_т = эQ_т$ и $W^0_т = э_0 Q_т$, где $э$ измеряется в кВт·ч/ГДж, а $Q_т$ — в ГДж/ч, получаем, кг/ч:

$$\Delta B_c = (b_{КЭС} - b_э)(э - э_0) Q_т - (b_к - b_{КЭС}) W_к. \qquad (4\text{-}14)$$

Таким образом, перерасход топлива на ТЭЦ и замещающей КЭС зависит в основном от разности удельной выработки электроэнергии $\Delta э = э - э_0$, разности $\Delta b = b_{КЭС} - b_э$ удельных расходов топлива на производство электроэнергии на КЭС и на ТЭЦ. Считая относительно малыми величины $W_к$ и $\Delta b_к = b_к - b_{КЭС}$, получим приближенно разность расходов топлива, кг/ч:

$$\Delta B_c = (b_{КЭС} - b_э)(э - э_0) Q_т.$$

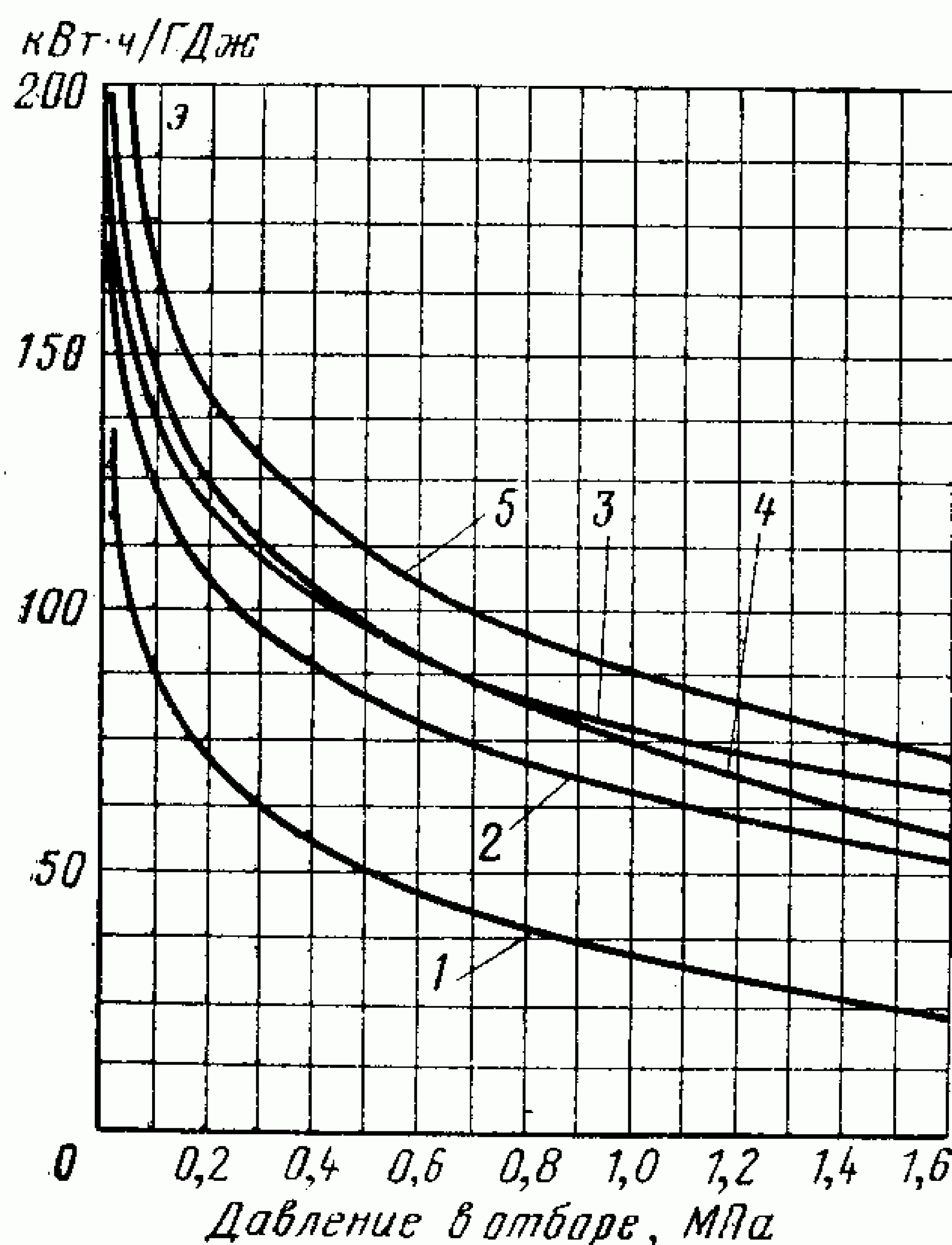


Рис. 4-12. Зависимость удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении $э$ от конечного давления при различных начальных параметрах пара.
1 — 3,5 МПа, 435°С; 2 — 9 МПа, 535°С; 3 — 13 МПа, 565°С; 4 — 13 МПа 565/565°С; 5 — 24 МПа, 580/565°С.

Относительная разность расходов условного топлива сравниваемых установок на единицу тепла, затрачиваемого в турбоустановке на внешнего потребителя, составляет:

$$\Delta b_c = \frac{\Delta B_c}{Q_т} = (b_{КЭС} - b_э)(э - э_0). \qquad (4\text{-}15)$$

Величина Δb_c зависит существенно от значений $э$ и $э_0$.

Принимая $э_0 = 0$, т. е. отпуск тепла менее совершенной установкой без выработки электроэнергии, придем к сравнению ТЭЦ и раздельной установки, в которой менее совершенная ТЭЦ заменена парогенераторной установкой низкого давления, т. е. к полученной ранее формуле

$$\Delta b_c = (b_{КЭС} - b_э) э.$$

Формулы (4-14) и (4-15) учитывают не только начальные параметры пара, но также и давление пара, отпускаемого потребителю $p_т$, внутренний относительный к. п. д. η_{oi} частей турбины, поскольку они влияют на выработку электроэнергии $э$ и $э_0$ (рис. 4-12), а также на удельные расходы топлива $b_э$, $b_к$. Удельный расход топлива КЭС учитывает характеристику замещающей конденсационной мощности.

При реальном сравнении установок для снабжения потребителей электрической и тепловой энергией в расчетах учитывают также значения к. п. д. парогенераторов $\eta_{пг}$, транспорта тепла $\eta_{тр}$, установок отпуска тепла $\eta_т$.

Зависимость энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок от параметров пара

Тепловая экономичность и энергетическая эффективность ТЭЦ и теплофикационных турбоустановок существенно зависят от удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении $э$.

Рассмотрим зависимость этой величины от значений параметров пара. Для теоретического процесса работы 1 кг пара в турбине можно написать:

$$э_а = \frac{H_а}{q_{т.а}}, \qquad (4\text{-}16)$$

где $H_а = i_0 - i_{т.а}$ — располагаемое (теоретическое) теплопадение пара в турбине, кДж/кг; i_0 и $i_{т.а}$ — соответственно энтальпии пара в начале и конце расширения его в турбине, кДж/кг; $q_{т.а} = i_{т.а} - i_{о.к}$ — тепло, отдаваемое отработавшим паром внешнему потребителю, кДж/кг; $i_{т.а}$ и $i_{о.к}$ — соответственно энтальпии отработавшего пара и обратного конденсата от потребителя, кДж/кг.

С повышением начальной температуры пара t_0 при постоянном начальном давлении значение $H_а$ возрастает заметно, однако величины $i_{т.а}$ и $q_{т.а}$ также возрастают, но несколько медленнее. В результате удельная выработка $э$ с ростом начальной температуры несколько увеличивается.

Промежуточный перегрев пара действует аналогично повышению начальной температуры: возрастает теплопадение пара $H_а$, но увеличивается и конечная энтальпия пара $i_{т.а}$. В результате величина $э_а$ несколько возрастает.

С повышением начального давления пара p_0 при постоянной начальной температуре t_0 теплопадение $H_а$ в значительной области давлений пара возрастает до некоторого максимального значения, после чего начинает уменьшаться. Конечная энтальпия отработавшего пара $i_{т.а}$ и тепло, отдаваемое паром внешнему потребителю $q_т$, непрерывно уменьшаются с ростом начального давления. Следовательно, в значительной области начальных давлений удельная выработка $э$ быстро возрастает с ростом начального давления пара.

Характер зависимости $э_а$ от параметров пара аналогичен зависимости от них абсолютного термического к. п. д., так как величины $э_а$ и η_t связаны между собой, как было установлено выше, следующими соотношениями, в которых $э_а$ — относительная работа пара (безразмерная величина):

$$\left.\begin{aligned} э_а &= \frac{H_а}{Q_0 - H_а} = \frac{1}{\frac{Q_0}{H_а} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_t} - 1};\\ \eta_t &= \frac{э_а}{1 + э_а} = \frac{1}{\frac{1}{э_а} + 1}, \end{aligned}\right\} \qquad (4\text{-}17)$$

где $Q_0 = i_0 - i_{о.к} = H_а + q_{т.а}$.

Таким образом, с ростом удельной выработки растет абсолютный к. п. д. установки, оба показателя изменяются в одном направлении.

В реальном процессе работы пара учитывается внутренний относительный к. п. д. турбины η_{oi}. С ростом начальной температуры при постоянном начальном давлении или при применении промежуточного перегрева пара значение η_{oi} возрастает, что способствует увеличению теплопадения пара и росту удельной выработки, хотя одновременно увеличивается энтальпия отработавшего пара $i_т$:

$$э_i = \frac{H_i}{q_т} = \frac{H_а\,\eta_{oi}}{i_т - i_{о.к}}, \qquad (4\text{-}18)$$

где $H_i = H_а\eta_{oi} = i_0 - i_т$ — действительное теплопадение пара, кДж/кг; $i_т$ — конечная энтальпия пара в действительном процессе, кДж/кг; $q_т = i_т - i_{о.к}$ — тепло, расходуемое на внешнего потребителя, кДж/кг.

С повышением начального давления пара при постоянной его начальной температуре η_{oi} уменьшается, что несколько замедляет рост удельной выработки $э_i$ с повышением начального давления пара.

Связь между величинами $э_i$ и $\eta_i = \frac{H_i}{q_т} = \frac{H_i}{Q_0 - H_i}$ характеризуется формулами вида (4-17):

$$э_i = \frac{1}{\frac{1}{\eta_i} - 1}; \quad \eta_i = \frac{1}{\frac{1}{э_i} + 1}, \qquad (4\text{-}17а)$$

причем расход тепла $Q_0 = i_0 - i_{о.к} = H_i + q_т$.

Определяя величину $э$ для теплофикационного потока, необходимо иметь в виду уровень конечного давления пара. Конечное давление пара конденсационных турбоустановок изменяется в относительно небольших пределах и мало влияет на энергетическую эффективность повышения начальных параметров пара. Иначе для теплофикационных турбоустановок: чем выше конечное давление теплофикационного потока пара, тем резче влияет изменение начальных параметорв пара на величину $э$.

Конечное давление теплофикационного потока пара оказывает большое влияние на энергетическую эффективность теплофикационных турбоустановок; для ее повышения необходимо стремиться к всемерному снижению давления пара, отпускаемого внешним потребителям.

При определении зависимости к. п. д. ТЭЦ от начальных параметров пара необходимо выдерживать основной принцип сравнения в различных вариантах — одинаковый отпуск электрической и тепловой энергии. При данном отпуске тепловой энергии ТЭЦ более высоких параметров пара вырабатывает больше электроэнергии, почему для ТЭЦ с более низкими параметрами пара дополнительно требуется замещающая мощность с конденсационной выработкой электроэнергии.

Таким образом, если допустим, что на ТЭЦ высоких параметров пара вся электроэнергия производится на тепловом потреблении турбоагрегатами с противодавлением так, что к. п. д. производства электроэнергии такой ТЭЦ теоретически достигает единицы, то для ТЭЦ более низких параметров пара из-за дополнительной конденсационной выработки электроэнергии этот к. п. д. остается меньше единицы во всем диапазоне отпуска пара из отборов, от $\alpha_т = D_т/D_0 = 0$ до $\alpha_т = 1{,}0$ где $D_т$ — отбор па-

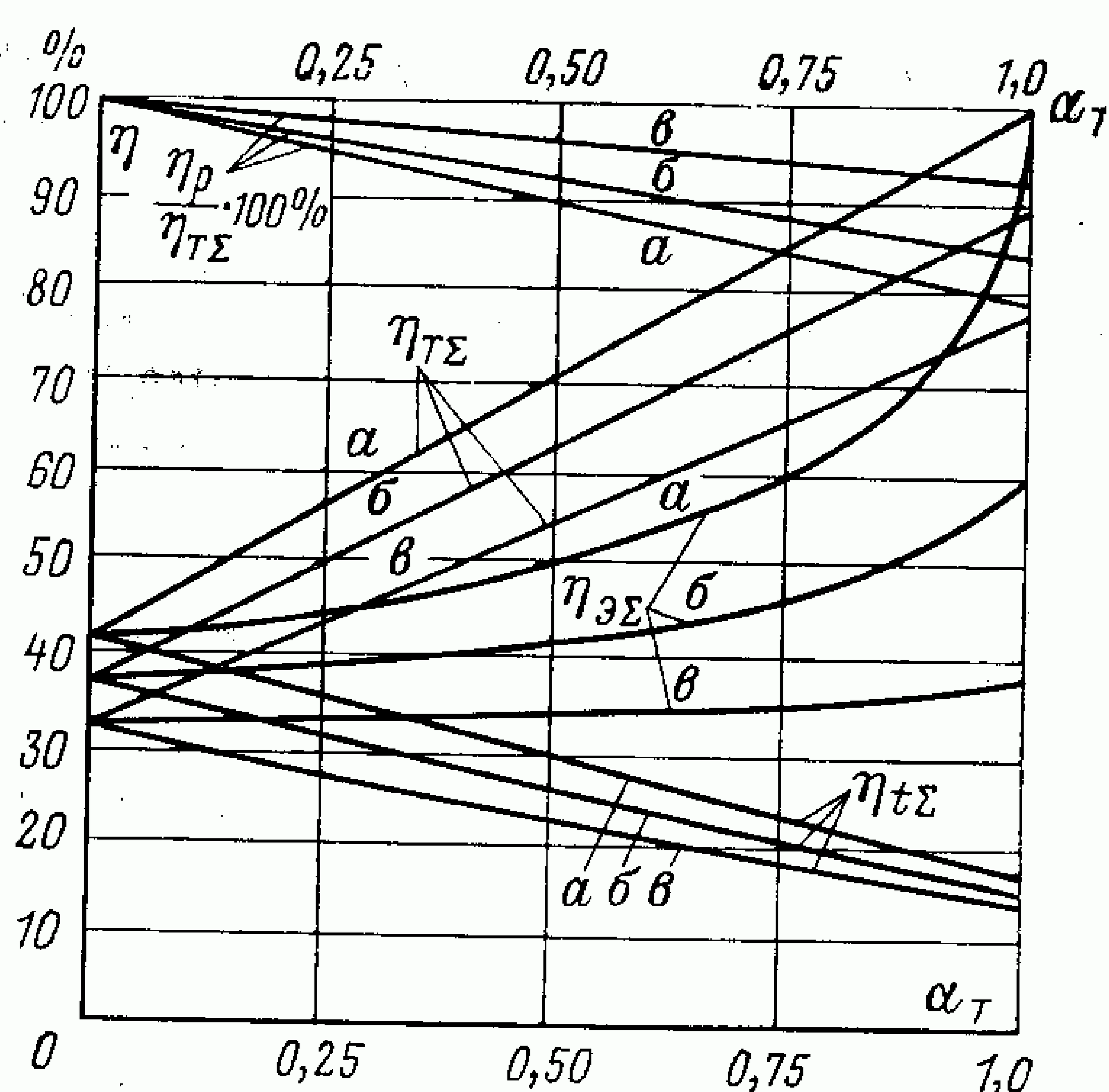


Рис. 4-13. Зависимость к. п. д. производства электроэнергии $\eta_{э\Sigma}$, полного $\eta_{т\Sigma}$ и абсолютного $\eta_{t\Sigma}$ ТЭЦ с одинаковыми электрической мощностью и отпуском пара, а также отношения к. п. д. раздельной установки $\eta_р$ и ТЭЦ $\eta_{т\Sigma}$ от доли отбора при различных начальных параметрах пара.

а — ТЭЦ с высокими параметрами пара; *б* и *в* — ТЭЦ с пониженными параметрами пара.

ра на внешнего потребителя, $\alpha_т$ — отбор пара в долях расхода его на турбину D_0. Это иллюстрируется кривыми зависимостями к. п. д. производства электроэнергии на ТЭЦ с разными начальными параметрами пара (рис. 4-13). Отбор $\alpha_т=0$ соответствует конденсационному режиму (без отбора пара на внешнего потребителя), отбор $\alpha_т=1$ — режиму с противодавлением. Как видно из рис. 4-13, при соблюдении во всех вариантах равного отпуска тепловой и электрической энергии к. п. д. ТЭЦ более высоких параметров пара во всем интервале долей отпуска пара $\alpha_т$ от 0 до 1, включающем как крайние режимы чисто конденсационный и с противодавлением, выше к. п. д. ТЭЦ с более низкими параметрами пара.

Промежуточный перегрев пара на теплоэлектроцентралях

Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ имеет целью повышение к. п. д. производства электроэнергии и экономию топлива. Рассматривая поток пара, проходящего через теплофикационную турбину, состоящим из основного — теплофикационного и дополнительного — конденсационного, нужно иметь в виду следующее. При промежуточном перегреве возрастает температура пара, используемого для внешнего потребителя. При заданном отпуске тепла $Q_т=D_т(i_т-i_{о.к})$ и повышении энтальпии отпускаемого пара $i_т$ расход пара $D_т$ на внешнее тепловое потребление несколько уменьшается, что соответственно снижает эффект от увеличения работы теплофикационного потока в турбине благодаря промежуточному перегреву пара.

Поэтому экономия тепла и топлива благодаря промежуточному перегреву на ТЭЦ меньше, чем на конденсационной электростанции, и может составить 3—4% (при отопительной нагрузке).

Вторая особенность применения промежуточного перегрева на ТЭЦ заключается в повышении оптимального его давления. Целесообразность повышения давления промежуточного перегрева пара на ТЭЦ по сравнению с КЭС ясна из рассмотрения теплофикационного потока пара. Очевидно, чем выше конечное давление пара этого потока, тем выше должно быть давление промежуточного перегрева пара по сравнению с оптимальным давлением конденсационного потока.

При сравнении вариантов ТЭЦ с различным давлением промежуточного перегрева пара также необходимо обеспечивать равный отпуск (или в первом приближении — равную выработку) электрической и тепловой энергии во всех вариантах. Поскольку оптимальное давление промежуточного перегрева пара ($p_{пп}\approx 2{,}5\div 4{,}0$ МПа) на конденсационных электростанциях значительно выше, чем давление пара для внешних потребителей ($p_т=0{,}1\div 1{,}5$ МПа) как промышленных, так и отопительных, то тем более $p_{пп}$ должно быть выше $p_т$ на ТЭЦ. Таким образом, на ТЭЦ должен осуществляться промежуточный перегрев общего потока пара как теплофикационного, так и конденсационного.

На крупной ТЭЦ Линден (США) применен промежуточный перегрев только конденсационного потока пара, а пар для промышленного потребителя не подвергается промежуточному перегреву.

Промежуточный перегрев только конденсационного потока пара мало целесообразен. Малую экономию тепла (1—2%) дает промежуточный перегрев пара на промышленных ТЭЦ, на которых, кроме того, оптимальное давление промежуточного перегрева пара значительно повышается. По указанным причинам на ТЭЦ Советского Союза промежуточный перегрев пара ранее не применялся (за исключением двух ТЭЦ, сооруженных в 30-х годах).

В СССР на отопительных ТЭЦ крупных городов работают мощные теплофикационные турбоагрегаты сверхкритических параметров с промежуточным перегревом пара Т-250-240. Ведутся разработки теплофикационных турбоагрегатов докритического давления Т-180-130.

4-5. РАСШИРЕНИЕ И МОДЕРНИЗАЦИЯ ДЕЙСТВУЮЩИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ УСТАНОВКАМИ ВЫСОКИХ ПАРАМЕТРОВ

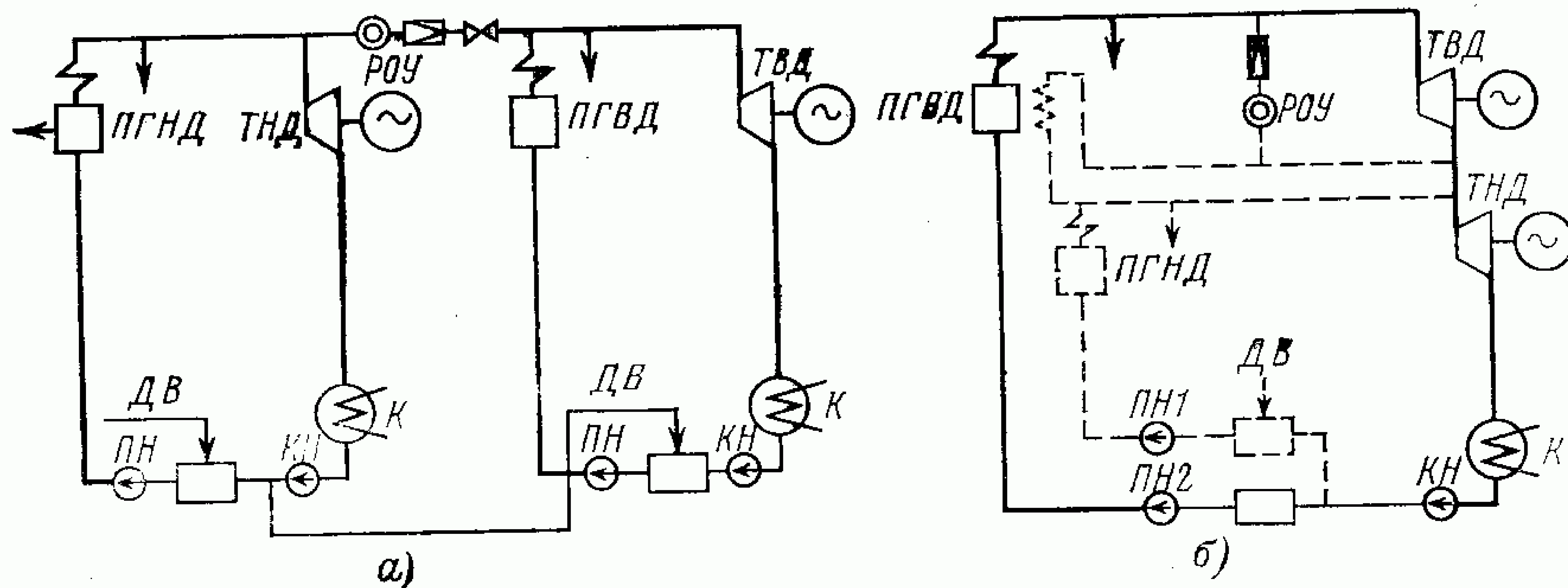


Рис. 4-14. Простейшие схемы пристройки (*а*) и надстройки (*б*) действующих электростанций установками высоких параметров пара.
НД — низкое давление; *ВД* — высокое давление; *ДВ* — добавочная вода.

В связи с ростом энергетических нагрузок данного района может оказаться целесообразным увеличить мощность отдельных находящихся здесь электростанций.

Возможности расширения зависят от располагаемого места, условий водо- и топливоснабжения, требований чистоты воздушного бассейна и др.

Характеристики новых агрегатов расширения отражают технический прогресс, достигнутый в энергетике: мощность агрегатов обычно больше, начальные параметры выше.

Таким образом, расширение действующей электростанции может явиться одновременно ее модернизацией и служить для улучшения общих ее энергетических показателей.

Возможны два вида расширения действующих электростанций:

1) установкой новых конденсационных турбоагрегатов, например с более высокими начальными параметрами пара, т. е. в виде так называемой «пристройки» действующей электростанции (рис. 4-14,*а*);

2) установкой турбин высоких начальных параметров с противодавлением, несколько превышающим (на величину потери при транспорте пара) начальное давление пара турбин действующих электростанций, т. е. в виде так называемой «надстройки» высоких параметров пара (рис. 4-14,*б*).

На электростанции с «пристройкой» к ней установки с более энергетически совершенными агрегатами к. п. д. равен:

$$\eta^{п}_{с}=\frac{W_0+W_{п}}{Q_0+Q_{п}}=\frac{W_0}{Q_0}\,\frac{1+\dfrac{W_{п}}{W_0}}{1+\dfrac{Q_{п}}{Q_0}},$$

где W_0 и $W_{п}$ — соответственно первоначальная и пристраиваемая мощности электростанции, кВт; Q_0 и $Q_{п}$ — расход тепла на первоначальную и пристраиваемую части электростанции, кВт.

Введем следующие обозначения величин: энергетический коэффициент пристройки

$$A_{п}=\frac{W_{п}}{W_0};$$

к. п. д. первоначальной электростанции

$$\eta_0=\frac{W_0}{Q_0};$$

к. п. д. пристраиваемой части электростанции

$$\eta_{п}=\frac{W_{п}}{Q_{п}}.$$

После преобразований получаем:

$$\eta^{п}_{с}=\eta_0\,\frac{1+A_{п}}{1+A_{п}\dfrac{\eta_0}{\eta_{п}}},$$

относительное повышение к. п. д.

$$\Delta\eta^{п}_{с}=\frac{\eta^{п}_{с}-\eta_0}{\eta_0}=\frac{1-\dfrac{\eta_0}{\eta_{п}}}{\dfrac{1}{A_{п}}+\dfrac{\eta_0}{\eta_{п}}}. \qquad (4\text{-}19)$$

Если, например, электростанцию с к. п. д. $\eta_0=0{,}30$ расширяют пристройкой такой же мощности $W_{п}=W_0$ с к. п. д. $\eta_{п}=0{,}40$, то относительное повышение к. п. д. в результате пристройки составит:

$$\Delta\eta^{п}_{с}=\frac{1-\dfrac{0{,}3}{0{,}4}}{1+\dfrac{0{,}3}{0{,}4}}=\frac{0{,}25}{1{,}75}\approx 0{,}143.$$

Пристройка является обычным видом расширения действующей электростанции. Надстройка осуществляется при необходимости одновременного расширения электростанции и улучшения ее энергетических показателей. Надстройка является *полной*, если через новые турбины с противодавлением, так называемые «предвключенные» турбины, проходит весь пар, требуемый прежними конденсационными турбинами, и *частичной*, если через новые турбины проходит лишь часть пара, требуемого прежними турбинами.

При полной надстройке прежние парогенераторы устаревшей конструкции и технически изношенные демонтируют или часть их оставляют в резерве. При частичной надстройке часть прежних парогенераторов остается в работе. В обоих случаях полной и частичной надстройки предвключенные турбины снабжа-

ют паром из новых парогенераторов высоких параметров, как правило, имеющих более высокий к. п. д., чем ранее установленные.

Температура отработавшего пара предвключенных турбин должна быть равна начальной температуре пара прежних турбин или ниже ее. В первом случае начальные параметры пара предвключенных турбин являются «сопряженными» по отношению к первоначальным, располагаясь на общей линии процесса расширения пара в турбинах, выше первоначальных параметров пара. Промежуточный перегрев пара, отработавшего в предвключенных турбинах, при этом не требуется.

Для обеспечения должной температуры пара перед прежними турбинами может осуществляться промежуточный перегрев пара в надстраиваемой части электростанции, например между цилиндрами предвключенной турбины.

Если новые начальные параметры пара не обеспечивают должной температуры перед прежними турбинами, возможен также промежуточный перегрев пара после предвключенных турбин, перед прежними турбинами.

Выбор места промежуточного перегрева пара зависит от уровня новых и старых начальных параметров пара, и давление его должно быть оптимальным. Очевидно, промежуточный перегрев пара между цилиндрами предвключенной турбины отвечает особенно высоким начальным параметрам предвключенных турбин.

Энергетическая особенность надстроек — получение дополнительной работы в предвключеных турбинах без дополнительных потерь тепла в холодном источнике. Действительно, в отличие от пристроек, при которых появляются новые конденсаторы у новых турбин и дополнительные потери в холодном источнике, в случае надстроек потери тепла в холодном источнике не возрастают, ограничиваясь потерями в конденсаторах прежних турбин.

Таким образом, надстройки можно также рассматривать как «внутреннюю теплофикацию», с выработкой электроэнергии и использованием отработавшего тепла предвключенных турбин для совершения дальнейшей работы в конденсационных турбинах. Отсюда вытекает, что расход тепла $Q_н$ на надстройку теоретически эквивалентен электрической ее мощности $W_н$, т. е. $Q_н = W_н$ и, следовательно, к. п. д. после надстройки равен:

$$\eta^н{}_с = \frac{W_0 + W_н}{Q_0 + W_н} = \frac{W_0}{Q_0} \frac{1 + \frac{W_н}{W_0}}{1 + \frac{W_н}{Q_0}};$$

при этом расход тепла на прежние турбины Q_0 обеспечивается предвключенными турбинами целиком при полной надстройке и частично прежними парогенераторами при частичной надстройке.

Введем энергетический коэффициент $A_н = \frac{W_н}{W_0}$ и к. п. д. прежней установки $\eta_0 = \frac{W_0}{Q_0}$; теоретический к. п. д. надстройки $\eta_н = \frac{W_н}{Q_н} = \frac{W_н}{W_н} = 1$.

Тогда, после преобразований к. п. д. электростанции с надстройкой

$$\eta^н{}_с = \eta_0 \frac{1 + A_н}{1 + A_н \eta_0}.$$

Относительное повышение к. п. д. электростанции благодаря надстройке равно:

$$\Delta\eta^н{}_с = \frac{\eta^н{}_с - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0}{\frac{1}{A_н} + \eta_0}. \quad (4\text{-}20)$$

Если принять для примера $W_н = 0{,}5 W_0$ и $A_н = 0{,}5$; $\eta_0 = 0{,}30$, получим:

$$\Delta\eta^н{}_с = \frac{1 - 0{,}30}{2 + 0{,}30} = \frac{0{,}70}{2{,}30} \approx 0{,}30.$$

Таким образом, относительное повышение к. п. д. благодаря надстройке при меньшей дополнительной мощности, чем у пристройки, вдвое выше, чем в случае пристройки (0,30 и 0,14). В этом проявляется отсутствие дополнительных потерь в холодном источнике, сущность надстройки как модернизации действующей электростанции.

Формула (4-20) определяет теоретическое повышение к. п. д. благодаря надстройке. В реальных условиях с учетом потерь на электростанции к. п. д надстройки (новой установки)

$$\eta_н = \eta_м \eta_г \eta_{тр} \eta_{пг} \approx 0{,}87 \div 0{,}90;$$

расход тепла

$$Q_н = \frac{W_н}{\eta_н} \approx (1{,}10 \div 1{,}13)\, W_н.$$

С другой стороны, расход тепла на первоначальной электростанции Q_0 уменьшается ввиду более высокого к. п. д. новых парогенераторов $\eta^н{}_{пг}$ по сравнению со старыми $\eta^0{}_{пг}$, и (при полной надстройке) равен:

$$Q'_0 \approx Q_0 \frac{\eta^0{}_{пг}}{\eta^н{}_{пг}}.$$

Нужно иметь в виду, что надстройки электростанций требуют установки новой мощности парогенераторов в среднем в 1,5—2,0 раза больше, чем в случае пристройки, так как при надстройке (полной) вся мощность должна

быть обеспечена новыми парогенераторами, в случае пристройки — только пристраиваемая ее часть.

Надстройка может осуществляться как на конденсационных электростанциях, так и на ТЭЦ; однако надстройка не увеличивает тепловой нагрузки теплоэлектроцентрали, в случае же пристройки теплофикационными турбоагрегатами тепловая нагрузка ТЭЦ возрастает.

Развитие энергетики данного района сооружением новых электростанций, пристроек или надстроек высоких параметров пара осуществляется на основе народнохозяйственных планов и технико-экономических расчетов.

4-6. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Начальные параметры пара

Повышение начальных параметров пара имеет целью экономию топлива. Однако одновременно возрастает стоимость оборудования, так как повышение давления обусловливает увеличение толщины стенок и массы деталей оборудования, а повышение температуры — быстрое снижение допускаемых напряжений, что также приводит к увеличению размеров и массы оборудования, выполняемого из стали данного класса и марки. При переходе к более прочным и совершенным классам и маркам стоимость стали резко возрастает.

Стали можно разделить на следующие классы (группы):

I — углеродистые и марганцовистые стали (20, 15ГС и др.);

II — хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса (12ХМФ, 15Х1М1Ф и др.);

III — нержавеющие высокохромистые стали мартенситно-ферритного класса (ЭИ-756);

IV — нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса.

Стоимость труб из сталей различных классов в СССР и других странах, отнесенная к стоимости ст20 (I группа), приведена в табл. 4-1.

Из общего увеличения удельных капиталовложений в энергоблок, обусловливаемых повышением начальных параметров пара, до 30—50% приходится на парогенераторы.

Таблица 4-1

Страна	Группа труб (класс стали)			
	I	II	III	IV
СССР	1	2,1—3,7	8—9	15—16
США	1	1,85—2,5	4,0	12,8—14
ФРГ	1	2,4—3,5	7—8	18

Изменение стоимости паровой турбины с изменением начального давления, руб/кВт, в пределах примерно от 16 до 30 МПа, при температурах 540—580°С можно ориентировочно оценить выражением

$$\Delta k = \frac{\Delta K}{W} \approx 0{,}75 \frac{\Delta p_0}{p_0}, \text{ руб/кВт},$$

где Δk и ΔK — изменение удельной и полной стоимости турбины, руб/кВт и руб.; Δp_0 — изменение начального давления, МПа. Удельная стоимость паровой турбины с повышением начальной температуры от 525 до 565°С возрастает, по данным расчетов, проведенных в ФРГ, примерно на 0,1 руб/кВт.

По данным турбостроительных фирм США повышение начального давления на 1,0 МПа увеличивает удельную стоимость турбины на 1,5%, а повышение начальной температуры на 10°С — на 0,5%.

Начальные параметры пара, параметры и число ступеней промежуточного перегрева пара выбирают на основании технико-экономических расчетов по минимуму расчетных затрат. При решении этой задачи необходимо учитывать возможную различную надежность оборудования при различных параметрах пара и видах цикла и, следовательно, различный аварийный резерв, необходимый для обеспечения заданной выработки энергии.

С повышением давления и температуры рабочей среды можно ожидать снижения надежности оборудования. Однако при сравнении создаваемого нового оборудования повышенных параметров пара с действующим оборудованием нужно считаться с совершенствованием технологии и возможностью применения улучшенных материалов для изготовления нового оборудования, что может компенсировать снижение его надежности.

С повышением давления и плотноси пара в пределах данных габаритов агрегат (турбина) может развить большую мощность. Следовательно, повышение начального давления пара способствует укрупнению агрегатов и энергоблоков. Аналогично применение промежуточного перегрева пара, уменьшая удельный его расход на турбину, также способствует укрупнению агрегатов и энергоблоков. Отсюда следует, что задачи выбора параметров пара, вида цикла, мощности агрегатов (энергоблоков) взаимосвязаны и должны решаться комплексно.

Выбор начальных параметров пара и вида цикла зависит от стоимости топлива $c_т$, руб/т, и годового использования установленной мощности электростанции $T_{уст}$. Очевидно, чем больше эти показатели, тем выгоднее применение более высоких параметров.

На европейской территории Советского Союза топливо дорогое, нагрузка относительно неравномерная; паротурбинные энергоблоки должны нести не только основную, но и полупиковую нагрузку. Здесь целесообразно иметь два вида энергоблоков: большой мощности 800 и 1200 МВт с сверкритическими параметрами пара для основной нагрузки и меньшей мощности (500 МВт), высокоманевренные, с пониженными параметрами пара, с начальным давлением 13 МПа. ,

На востоке Советского Союза топливо дешевое, нагрузка преобладает промышленная, равномерная. Здесь целесообразно применение энергоблоков большой мощности также с сверхкритическими параметрами пара.

Экономическую целесообразность применения тех или иных параметров пара можно определить, сопоставляя дополнительные капиталовложения ΔK, руб, при более высоких параметрах пара с экономией на топливе благодаря повышению параметров за срок окупаемости $T_{ок}$. При таком сопоставлении получим, руб.:

$$(1+p_{отч})\,\Delta K \geqslant c^{у}_{т} T_{ок} \Delta B_{у};$$

так как

$$\Delta K = W_{уст}\,\Delta k; \quad Э_{г} = W_{уст} T_{уст};$$

$$\Delta B_{у} = Э_{г} \Delta b_{у} \cdot 10^{-3} = W_{уст} T_{уст} \frac{\Delta q_{ту} \cdot 10^{-3}}{Q^{у}_{н} \eta_{тр} \eta_{пг}},$$

то после подстановки получим, руб/кВт:

$$(1+p_{отч})\,\Delta k \gtrless \frac{c^{у}_{т} T_{ок} T_{уст} \cdot 10^{-3}}{Q^{у}_{н} \eta_{тр} \eta_{пг}} \Delta q_{ту}, \quad (4\text{-}21)$$

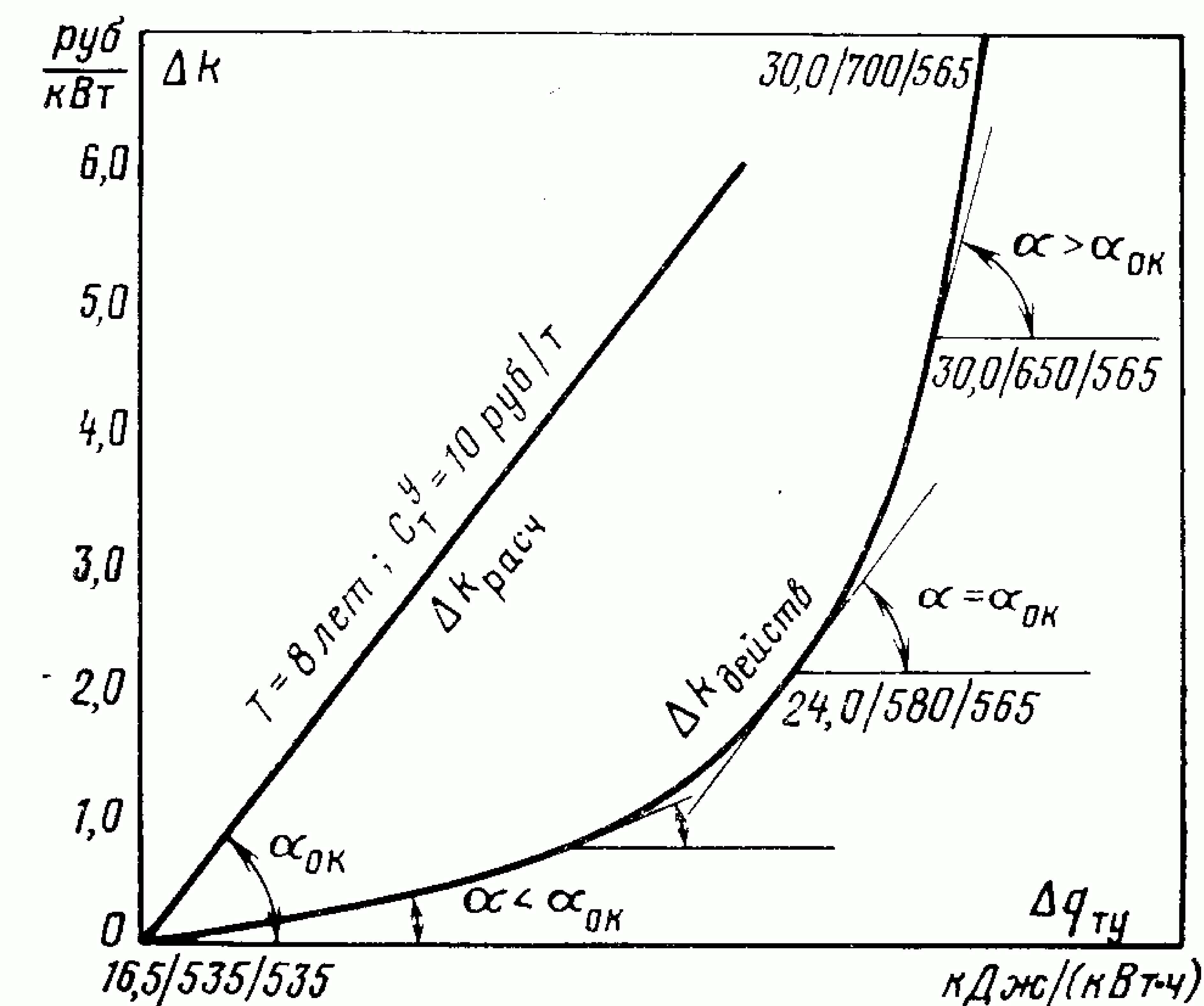


Рис. 4-15. Взаимная связь дополнительных удельных капиталовложений Δk, руб/кВт, и экономии тепла, расходуемого на турбоустановку $\Delta q_{ту}$, кДж/(кВт·ч), при изменении начальных параметров пара.

где Δk — разность удельных стоимостей установленного киловатта в сравниваемых вариантах, руб/кВт; $p_{отч}$ — доля ежегодных отчислений от капиталовложений, равная сумме отчислений на амортизацию $\alpha_{ам}$ и нормативного коэффициента эффективности $E_{н}$, в долях единицы в год; $T_{уст}$ — годовое число часов использования установленной мощности электростанции, ч/год; $\Delta q_{ту}$ — экономия тепла турбоустановкой благодаря повышению параметров пара, кДж/(кВт·ч); $Q^{у}_{н} = 29{,}3 \cdot 10^{3}_{к}$ кДж/кг — теплота сгорания условного топлива; $\eta_{пг}$ и $\eta_{тр}$ — соответственно к. п. д. парогенератора и транспорта тепла; $W_{уст}$ — установленная мощность электростанции, кВт; $c^{у}_{т}$ — стоимость условного топлива, руб/т.

Из уравнения (4-21) следует, что отношение

$$\frac{\Delta k}{\Delta q_{ту}} \gtrless \frac{c^{у}_{т} T_{ок} T_{уст} \cdot 10^{-3}}{Q^{у}_{н} \eta_{тр} \eta_{пг} (1+p_{отч})} = a, \quad (4\text{-}22)$$

т. е. повышение параметров пара экономически выгодно, если отношение $\Delta k : \Delta q_{ту}$ равно значению a или меньше него, и невыгодно, если это отношение больше a. Графически указанное условие, по предложению ЦКТИ, можно иллюстрировать рис. 4-15, на котором нанесена прямая $\Delta k_{расч}$ под углом $\alpha_{ок}$, отвечающим определенному сроку окупаемости, например, $T_{ок}=8$ лет, и определенной стоимости условного топлива, например $c^{у}_{т} = 10$ руб/т. Кроме того, нанесена условная кривая действительного возрастания удельной стоимости электростанции $\Delta k_{действ}$ при повышении начальных параметров пара. Если наклон касательной к этой кривой $\alpha \leqslant \alpha_{ок}$, повышение параметров экономически выгодно. При $\alpha > \alpha_{ок}$ повышение параметров экономически целесообразно. Кривая $\Delta k_{действ}$ может состоять из отдельных отрезков, соответствующих переходам от одних параметров пара к другим, более высоким.

Выбор начальных параметров пара, параметров и числа ступеней промежуточного перегрева является частью общей задачи комплексной оптимизации термодинамических и конструктивных характеристик энергоблока. Результаты такой разработки, выполненной Сибирским энергетическим институтом (СЭИ) АН СССР применительно к энергоблоку 800 МВт в европейской части Советского Союза при базовой его нагрузке, показаны на рис. 4-16. На этом рисунке показан перерасход расчетных затрат в вариантах с начальным давлением пара, равным примерно 16; 24 и 30 МПа, по сравнению с оптимальным вариантом 24,0 МПа и 560°С в зависимости от начальной температуры пара в пределах 520—640°С. Из рисунка видно, что варианты с на-

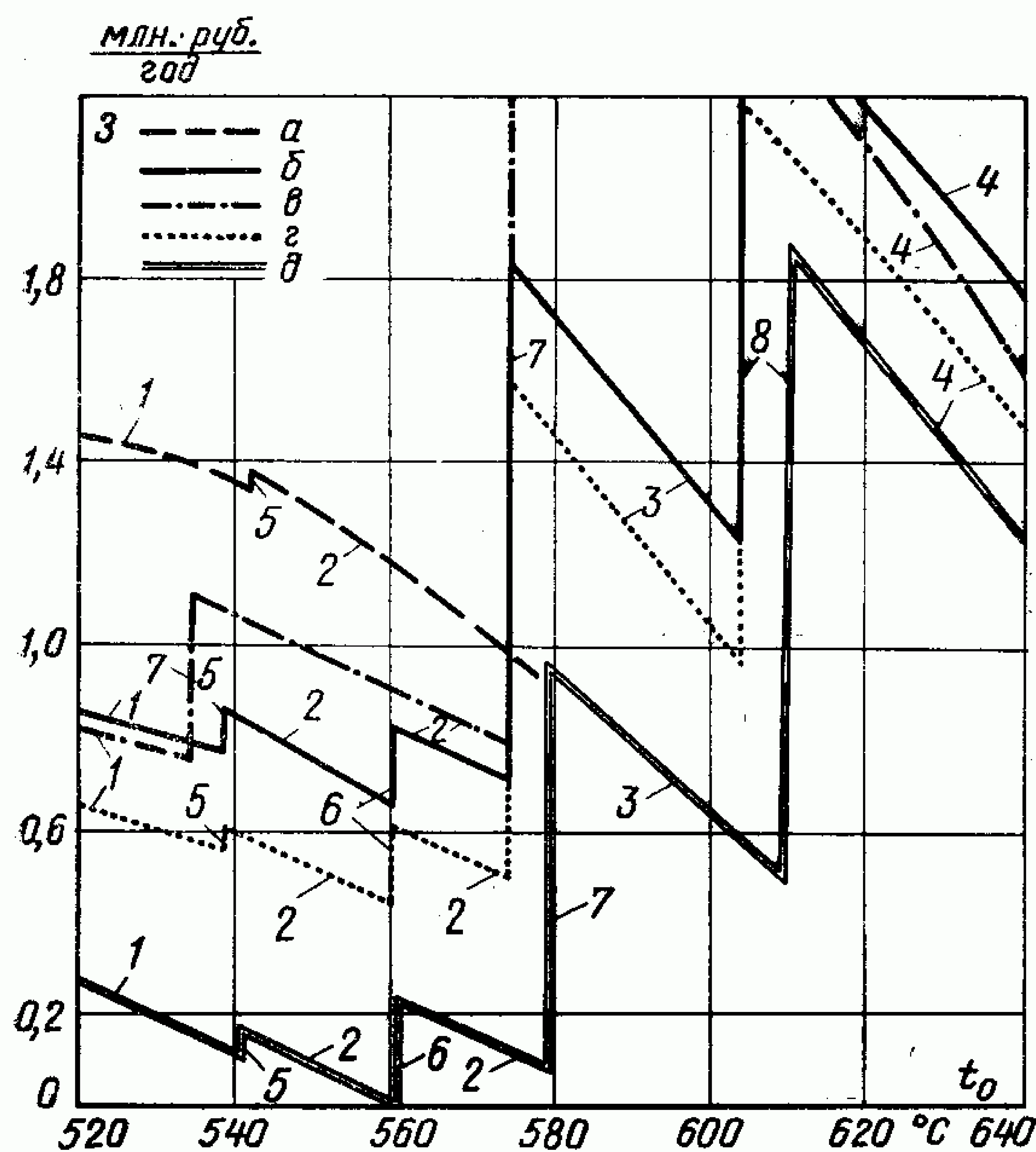


Рис. 4-16. Зависимость от начальной температуры перерасхода расчетных затрат на энергоблок 800 МВт с различным начальным давлением пара по сравнению с оптимальным вариантом.

а — 16 МПа; *б, г, д* — 24 МПа; *в* — 30 МПа; *а, б, в* — исходные данные; *г* — после оптимизации термодинамических параметров; *д* — после оптимизации термодинамических и конструктивных характеристик; *1* — сталь 12Х1МФ; *2* — стали ЭИ756 и 15Х1МФ; *3* — стали ЭИ257 и ЭИ756; *4* — сталь ЭИ695р; *5* — увеличение числа пакетов пароперегревателя; *6* — переход от катаных к сверленым паропроводам и увеличение числа пакетов; *7* и *8* — увеличение числа пакетов и переход к наиболее прочным сталям.

чальным давлением 24,0 МПа во всей области начальных температур экономически выгоднее вариантов 16 и 30 МПа. Скачкообразное изменение расчетных затрат при некоторых значениях начальной температуры обусловливается применением более совершеных и дорогих классов стали, переходом от катаных к сверленым паропроводам, увеличением числа выходных пакетов пароперегревателя. Важно отметить, что минимум расчетных затрат соответствует, как правило, началу скачкообразного повышения их из-за перехода к другому классу стали, к другому типу паропроводов и т. п.

В Советском Союзе, как и за рубежом, повышение параметров пара происходило вместе с укрупнением агрегатов в соответствии с техническим прогрессом на электростанциях и в отечественном энергомашиностроении.

В 20-х и 30-х годах параметры пара составляли у серийного оборудования 2,0—3,0 МПа при температуре пара около 400°С. Лишь на отдельных электростанциях были применены более высокие (до 13,0 МПа и 500°С) параметры пара. В середине 40-х годов началось внедрение параметров пара 9,0 МПа, 480—535°С без промежуточного перегрева.

В начале 50-х годов введен в работу на Черепетской ГРЭС наиболее крупный в Европе турбоагрегат 150 МВт с начальными параметрами пара 17,0 МПа, 550°С и с промежуточным перегревом пара до 520°С, с парогенераторами барабанного типа. Эти параметры пара не были приняты серийными, хотя на зарубежных ТЭС давление пара 16—17 МПа получило распространение.

Серийными были приняты параметры пара 13,0 МПа, 565°С, с промежуточным перегревом пара до 565°С у энергоблоков 150 и 200 МВт.

В конце 50-х годов началось внедрение основных серийных энергоблоков 300 МВт, с начальными параметрами 24,0 МПа, 560°С и с промежуточным перегревом пара до 565°С.

В настоящее время энергоблоки с давлением пара 13,0 и 24,0 МПа работают с начальной температурой и температурой промперегрева преимущественно 540°С, что ухудшает их тепловую экономичность, но повышает надежность. На зарубежных ТЭС энергоблоки также работают преимущественно с температурой начальной и промперегрева 530—540°С при давлении 13,0, 16,0 и 24,0 МПа. Преобладают схемы с одной ступенью промперегрева, хотя имеется ряд энергоблоков с двухступенчатым промперегревом пара.

На электростанции Эддистон (США) имеется энергоблок 325 МВт с параметрами пара около 35,0 МПа, 650°С, с двухступенчатым промежуточным перегревом пара до 565°С. Энергоблок электростанции Хюльз в ФРГ имеет мощность 85 МВт, начальные параметры около 31,0 МПа, 605°С, две ступени промперегрева до 560°С. Годы пуска указанных энергоблоков 1956—1959.

В СССР освоена установка с предвключенной турбиной 100 МВт, 30,0 МПа, 650°С, с промежуточным перегревом при 10,0 МПа и с противодавлением 3,0 МПа.

Установки с такими высокими начальными параметрами пара не получили пока дальнейшего распространения из-за высокой стоимости и недостаточной освоенности оборудования, требующего применения аустенитной стали.

Вакуум

Определение оптимального вакуума — технико-экономическая задача, требующая для своего решения учета ряда факторов: характеристик ЧНД турбины, конденсатора, системы водоснабжения, электростанции с замещающей мощностью, стоимости топлива и др.

Значение вакуума зависит существенно от климатических и метеорологических факторов — температуры охлаждающей воды, температуры и влажности воздуха в системах

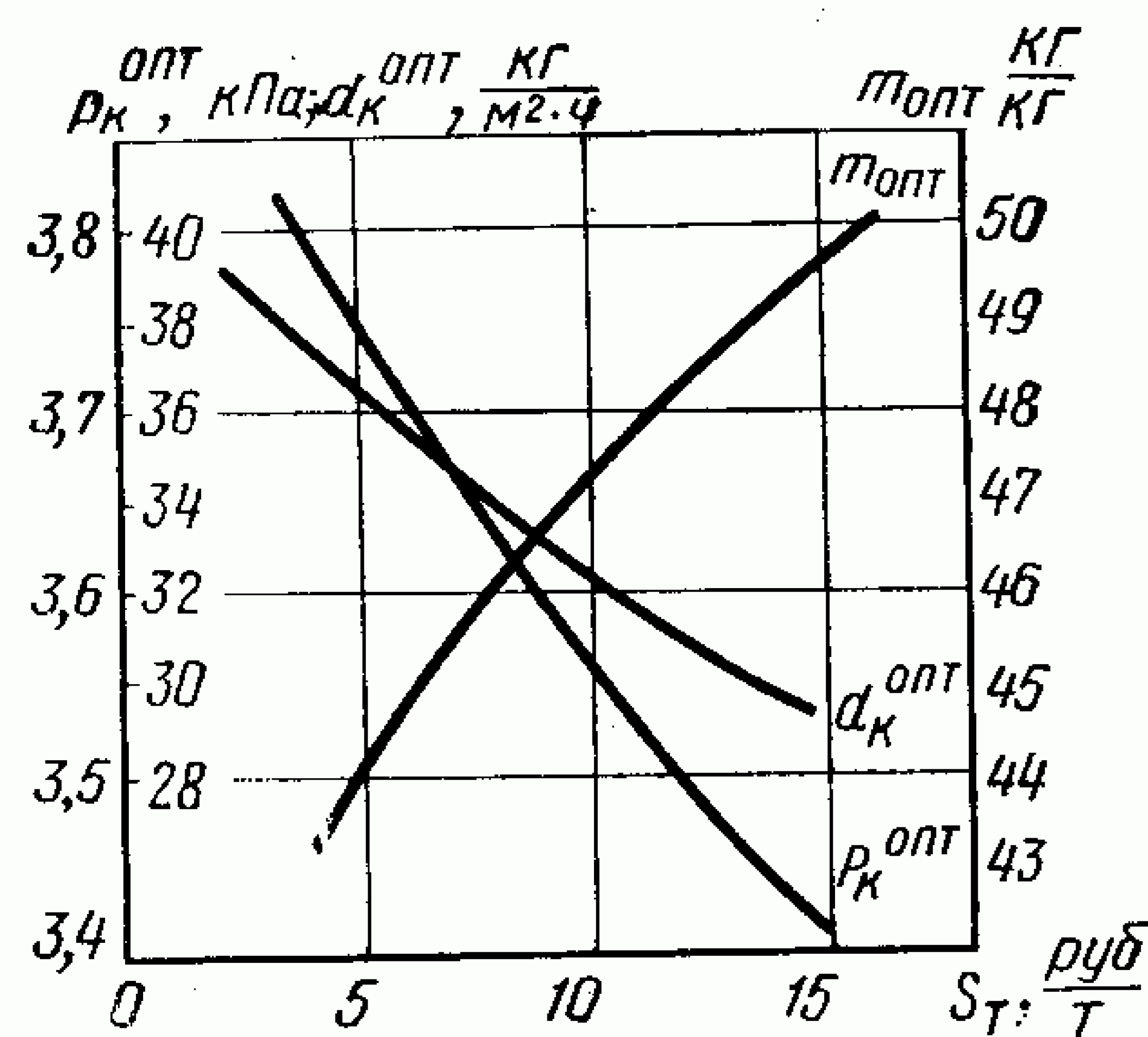


Рис. 4-17. Пример зависимости основных характеристик конденсационной установки от стоимости условного топлива.

с испарительным охлаждением воды, их сезонного изменения. Значительно влияет на выбор экономического вакуума также характер нагрузки электростанции, использование ее мощности в году.

Ряд величин, в особенности климатические и метеорологические данные, перспективные нагрузки и т. д., не имеет строго определенных (детерминированных) значений, вследствие чего нужно учитывать частично неопределенный или вероятностный характер исходной информации.

Ввиду значительной сложности и многовариантности оптимизацию вакуума и связанных с ним характеристик электростанции выполняют методами математического моделирования, с использованием электронных вычислительных цифровых машин (ЭЦВМ). Получаемые при этом результаты оптимизации уточняют при реальном проектировании расчетами вариантов, относительно близких к полученному предварительно оптимальному решению.

Оптимизация вакуума и связанных с ним характеристик оборудования и сооружений имеет важное значение как для конденсационных электростанций, так и для теплоэлектроцентралей.

Примерная зависимость основных характеристик конденсационной установки $p_к^{опт}$, кПа, $d_к^{опт}$, кг/(м²·ч), $m_{опт}$, кг/кг, от стоимости топлива показана на рис. 4-17.

С увеличением стоимости топлива кратность охлаждения возрастает, конечное давление пара в турбоустановке и удельная паровая нагрузка конденсатора турбины снижаются.

ГЛАВА ПЯТАЯ

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

5-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Регенеративным подогревом питательной воды парогенераторов электростанции называют подогрев ее паром, проработавшим в турбине. На КЭС для этого используют пар из отборов турбины, специально выполненных для регенеративного подогрева конденсата и питательной воды. Тепло отбираемого пара используется сперва в турбине, где он совершает работу, а затем передается воде, с которой возвращается в парогенератор («горячий источник»). Таким образом, тепло отработавшего пара регенеративных отборов турбины не теряется в конденсаторе турбины с охлаждающей водой, а сохраняется на электростанции; передаваясь конденсату или питательной воде, это как бы восстанавливается, регенерируется.

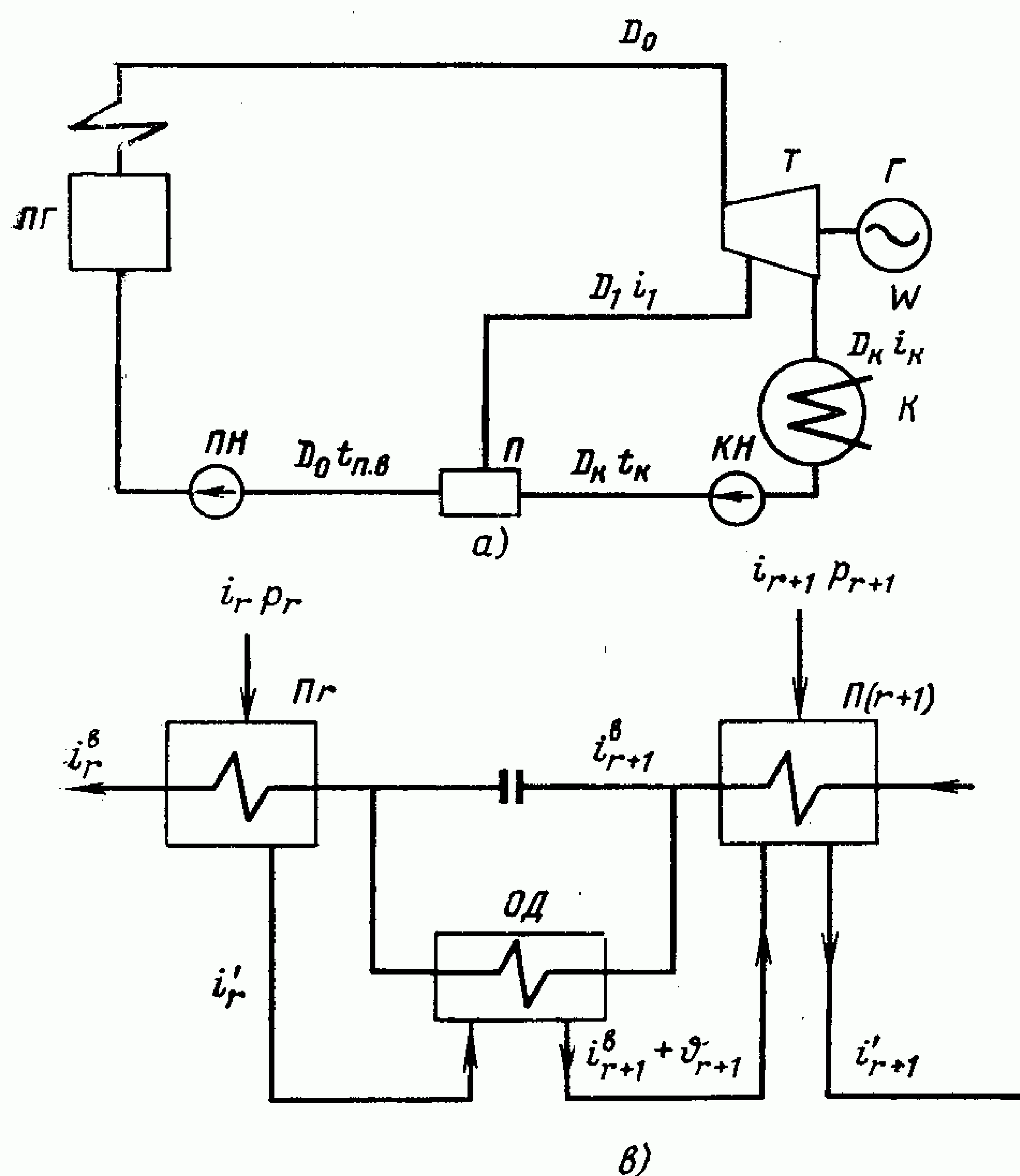
Тепловая экономичность и энергетическая эффективность регенеративного подогрева воды (регенеративного процесса) определяется, следовательно, уменьшением потери тепла в конденсаторе турбины (по сравнению с простейшей конденсационной электростанцией без регенеративного подогрева воды) вследствие отбора части пара для указанного подогрева. Следовательно, к. п. д. паротурбинной электростанции благодаря регенерации возрастает.

Существенным при этом является производство электрической энергии в результате работы пара регенеративных отборов в турбине.

Подогреть питательную воду (до наивысшей возможной температуры) можно и свежим паром, отводимым, например, из линии между парогенератором и турбиной. Однако такой подогрев без совершения работы в турбине греющим паром не уменьшает пропуска пара в конденсатор турбины заданной мощности, не снижает потери тепла в холодном источнике и, следовательно, не является регенеративным, не может повысить к. п. д. процесса производства электроэнергии на электростанции.

Производство электроэнергии на электростанции с регенеративным подогревом питательной воды происходит в результате усложнения простейшего цикла Ренкина, на основе так называемого ***регенеративного цикла***. В теоретическом регенеративном цикле весь пар, поступающий в турбину, поочередно проходит через ступени турбины и подогреватели конденсата (питательной воды). Пропуск пара в конденсатор не сокращается. Однако конечная энтальпия пара и, следовательно, потеря отработавшего тепла в конденсаторе уменьшаются.

Если, в частности, свежий пар перед турбиной сухой насыщенный, а число ступеней работы и соответственно подогрева конденсата в пределе бесконечно велико (работа ступени и подогрев бесконечно малые), то получим известный из термодинамики «обобщенный» цикл Карно, состоящий из двух изотерм (подвода и отвода тепла) и двух условных политроп (последовательной работы и охлаждения пара и сжатия подогрева воды). Такой цикл характеризуется уменьшением



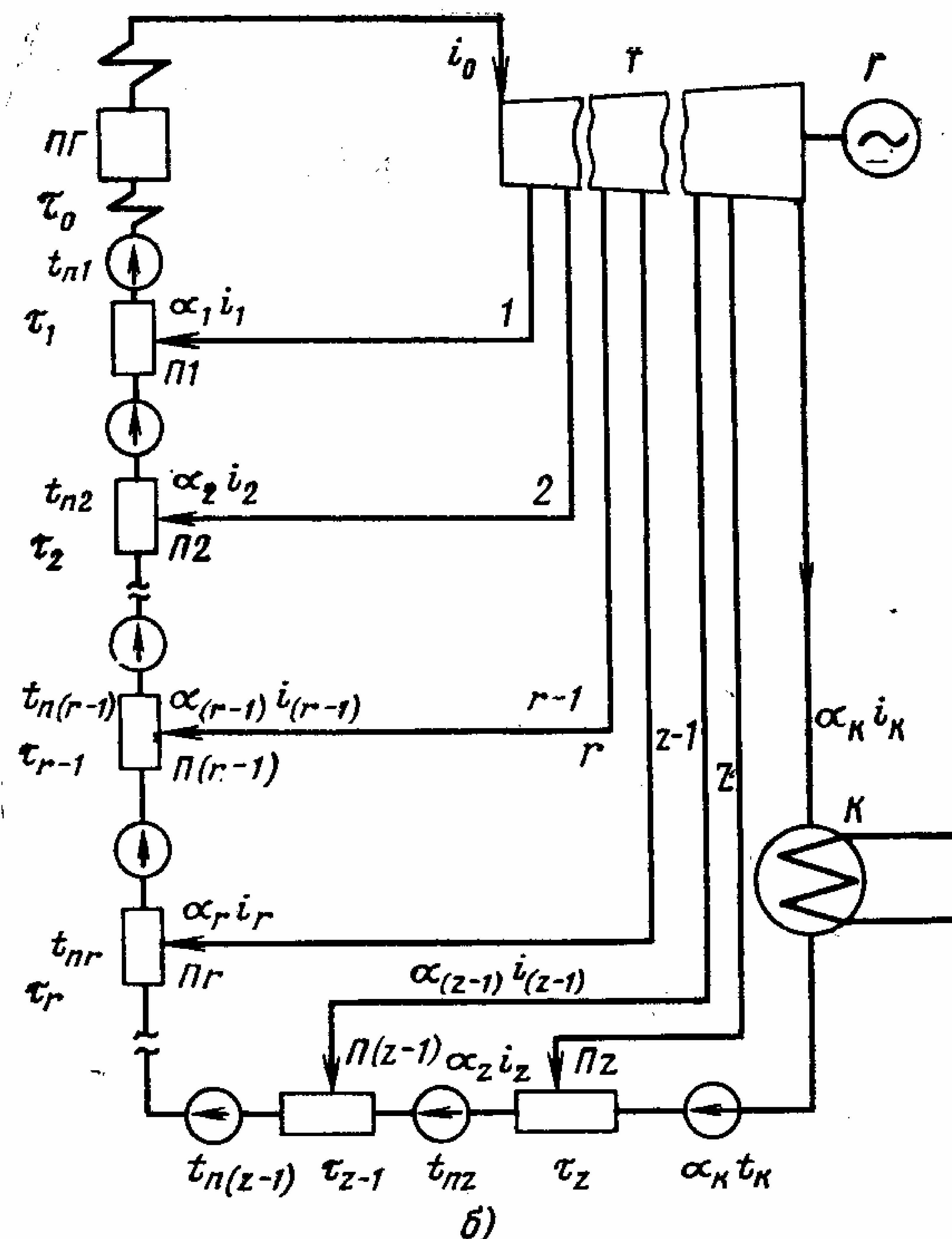


Рис. 5-1. Схемы регенеративного подогрева воды.

а — одноступенчатый подогрев; *б* — многоступенчатый подогрев в смешивающих подогревателях; *в* — подогрев в поверхностных подогревателях с каскадным сливом и охладителями дренажа *ОД*.

потери тепла в холодном источнике (по сравнению с циклом Ренкина) и расхода тепла горячего источника на образование пара вследствие регенеративного подогрева воды до температуры насыщения свежего пара.

Таким образом, при предельном теоретическом регенеративном подогреве воды происходит «карнотизация» простейшего цикла Ренкина насыщенного пара.

Теоретическая схема регенеративного подогрева воды не осуществлена из-за конструктивных трудностей и большой влажности охлажденного пара в последних ступенях турбины. В действительности регенеративный процесс осуществляется паром, отбираемым между ступенями турбины, в простейшем случае паром из одного отбора турбины (рис. 5-1,*а*).

Количество отбираемого пара определяется тепловым балансом регенеративного подогревателя и составляет небольшую часть пара, расходуемого на турбину. Основная часть пара, работающего в турбине, проходит в конденсатор.

Энергетическая эффективность регенеративного процесса обусловливается совершением работы паром регенеративных отборов, *без потери тепла в конденсаторе*. Холодным источником для пара регенеративных отборов служит конденсат турбины, воспринимающий отработавшее тепло. Соответственно уменьшается расход тепла на образование пара в парогенераторе, *уменьшается расход топлива и повышается* к. п. д. цикла паротурбинной установки и электростанции.

Регенеративный процесс можно рассматривать также как «внутреннюю» теплофикацию на электростанции: тепло проработавшего в турбине пара используется внутри электростанции. «Внешняя» и «внутренняя» теплофикация различаются качественно. При внешнем тепловом потреблении, при теплофикации в обычном ее понимамии, тепло отработавшего пара турбин не используется внутри ТЭЦ. Для его получения на ТЭЦ расходуется дополнительное топливо, и общий (суммарный) расход топлива на ТЭЦ больше, чем на КЭС той же электрической мощности и с такими же параметрами пара. Однако расход топлива на конденсационной электростанции с регенеративным подогревом воды меньше, чем на простейшей КЭС без регенерации.

Между «внешней» и «внутренней» теплофикацией имеется и количественное различие: на ТЭЦ можно использовать все отработавшее тепло (турбины с противодавлением); для регенеративного подогрева воды отбирается лишь часть пара и используется часть отработавшего тепла. При этом нужно иметь в ви-

ду, что работа, производимая 1 кг пара в турбине, из-за отборов на регенерацию уменьшается, а удельный расход пара на единицу вырабатываемой электроэнергии возрастает.

5-2. РАСХОД ПАРА И ТЕПЛА НА ТУРБОУСТАНОВКУ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ПОДОГРЕВОМ ВОДЫ

Расход свежего пара D_0 на турбину с регенеративными отборами определяется по таким же формулам, как и на теплофикационную турбину с внешним тепловым потреблением, а именно (рис. 5-1 и 5-2):

$$D_0 = D_{к0} + \sum_1^z y_r D_r, \tag{5-1}$$

где $D_{к0}$ — расход свежего пара на чисто конденсационную турбину с тем же рабочим процессом, но без отбора, кг/с:

$$D_{к0} = \frac{W_э}{H_{кi}\eta_{эм}}; \tag{5-2}$$

здесь $W_э$ — электрическая мощность турбоагрегата, кВт; $H_{кi}$ — теплопадение конденсационного потока пара в действительном процессе в турбине, кДж/кг; $\eta_{эм}=\eta_м\eta_г$ — электромеханический к. п. д. турбоагрегата, равный произведению механического к. п. д. турбины $\eta_м$ на к. п. д. электрического генератора $\eta_г$; D_r — количество пара из регенеративного отбора турбины (номер r), кг/с; y_r — коэффициент недовыработки мощности (теплопадения конденсационного потока $H_к$) паром отбора (номер r):

$$y_r = \frac{H_к - H_r}{H_к} = 1 - \frac{H_r}{H_к},$$

где H_r — теплопадение пара отбора номер r; $H_к - H_r$ — недоработанное этим паром теплопадение.

Количество отбираемого на регенерацию из турбины пара D_r определяется из уравнений теплового баланса регенеративных подогревателей и зависит от расхода воды через регенеративный подогреватель и параметров пара и воды до и после подогрева. Вид уравнения теплового баланса зависит от типа регенеративного подогревателя. На электростанциях применяют преимущественно *поверхностные* подогреватели, в которых тепло от греющего пара передается нагреваемой воде через металлическую стенку поверхности нагрева подогревателя (рис. 5-1,*в*). Из-за термического сопротивления стенки подогрев воды в поверхностном подогревателе с пленочной конденсацией греющего пара до температуры его насыщения невозможен, наблюдается недогрев воды θ, °С, до температуры насыщения пара $t_{rн}$, т. е. температура подогрева воды в поверхностном подогревателе

$$t^в_r = t_{rн} - \theta_r, \tag{5-3}$$

и соответственно энтальпия подогретой воды $i^в_r$, кДж/кг, ниже энтальпии конденсата греющего пара при насыщении i'_r на величину ϑ_r:

$$i^в_r = i'_r - \vartheta_r. \tag{5-4}$$

Применяют, кроме того, *смешивающие* или контактные подогреватели, в которых тепло греющего пара передается нагреваемой воде непосредственным соприкосновением (рис. 5-1,*а* и *б*). В смешивающих подогревателях, благодаря отсутствию термического сопротивления стенки, разделяющей греющую и нагреваемую среду, подогрев воды возможен до температуры насыщения и энтальпии, конденсата греющего пара, т. е. здесь $\theta_r=0$; $\vartheta_r=0$:

$$t^в_r = t_{rн}, \tag{5-5}$$

$$i^в_r = i'_r. \tag{5-6}$$

В регенеративных подогревателях греющий пар, охлаждаясь конденсатом турбины или питательной водой, конденсируется и выделяет при этом количество тепла q_r, включающее теплоту парообразования этого пара r и тепло

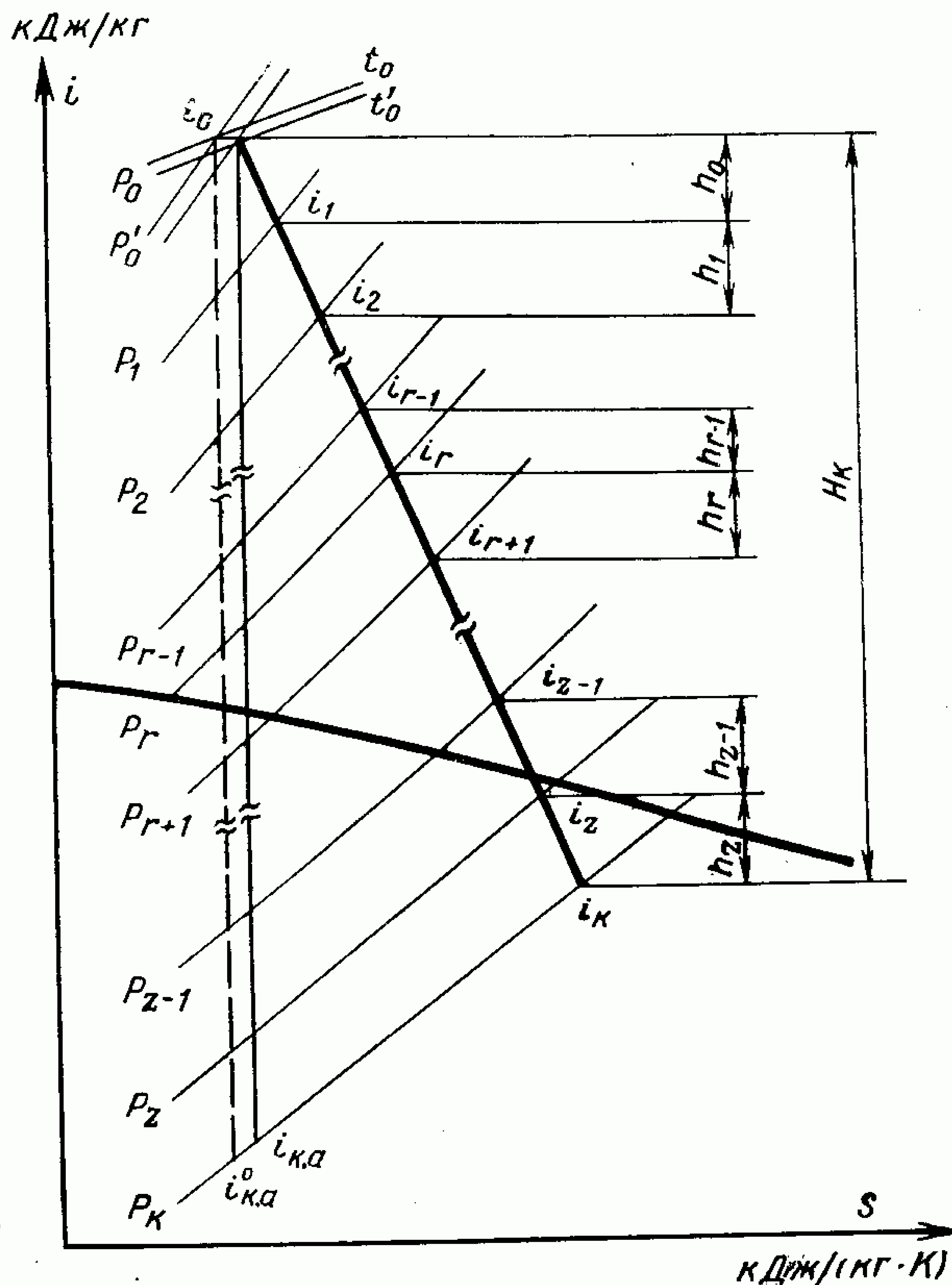


Рис. 5-2. Процесс работы пара в турбине с z регенеративными отборами, без промежуточного перегрева.

перегрева этого пара; если греющий пар влажный, то $q_r = xr$, где x — степень его сухости (паросодержание). Возможно также переохлаждение конденсата греющего пара в охладителе конденсата (дренажа).

Уравнение теплового баланса *поверхностного* подогревателя составляется по принципу: тепло, кВт, передаваемое греющим паром, равно теплу, получаемому нагреваемой водой. В простейшем случае, когда греющей средой служит только пар регенеративного отбора и к подогревателю не подводится тепло из других источников и не учитывается потеря от рассеяния тепла, для подогревателя номер r это уравнение имеет вид:

$$D_r q_r = D_{вr} \tau_r, \quad (5\text{-}7)$$

где $q_r = i_r - i'_r$, кДж/кг; i_r и i'_r — соответственно энтальпии пара регенеративного отбора номер r и его конденсата; подогрев воды

$$\tau_r = i^в{}_r - i^в{}_{r+1},$$

$i^в{}_r$ и $i^в{}_{r+1}$ — соответственно энтальпии нагреваемой воды после и до регенеративного подогревателя номер r, кДж/кг. Расход воды (конденсата турбины) через регенеративный подогреватель $D_{вr}$ можно выразить в долях расхода питательной воды $D_{п.в}$, равного в первом приближении расходу свежего пара на турбину D_0, т. е.

$$D_{вr} = \alpha^0{}_{вr} D_{п.в} = \alpha_{вr} D_0.$$

Поэтому

$$D_r = \frac{\tau_r}{q_r} D_{вr} = \frac{\tau_r}{q_r} \alpha_{вr} D_0 = \alpha_r D_0, \quad (5\text{-}8)$$

т. е. расход греющего пара выражается в долях расхода свежего пара на турбину.

Уравнение теплового баланса *смешивающего* подогревателя составляется по такому принципу: сумма потоков тепла, подводимых к подогревателю, равна теплу потоков (большей частью — одного общего потока), отводимых из подогревателя:

$$D_r i_r + D_{в(r+1)} i^в{}_{r+1} = D_{вr} i^в{}_r, \quad (5\text{-}9)$$

где $D_{в(r+1)}$ и $D_{вr}$ — соответственно расход воды на входе и выходе из подогревателя; i_r — энтальпия греющего регенеративного пара, кДж/кг; $i^в{}_{r+1}$ и $i^в{}_r$ — соответственно энтальпии воды на входе и выходе из подогревателя номер r, $i^в{}_r = i'_r$.

Уравнение *теплового баланса* смешивающего подогревателя должно дополняться уравнением *материального* (массового) его *баланса*, выражаемого так: сумма расходов пара и воды, входящих в подогреватель, равна расходу среды, выходящей из этого подогревателя, т. е.

$$D_r + D_{в(r+1)} = D_{вr}. \quad (5\text{-}10)$$

Решая совместно уравнения (5-9) и (5-10), используя соотношение $D_{в(r+1)} = D_{вr} - D_r$, получаем:

$$D_r = \frac{i^в{}_r - i^в{}_{r+1}}{i_r - i^в{}_{r+1}} D_{вr}.$$

В этом уравнении $i_r - i^в{}_{r+1} = i_r - i^в{}_r + i^в{}_r - i^в{}_{r+1} = q_r + \tau_r$, так как $i^в{}_r = i'_r$ и тепло, выделяемое греющим паром при конденсации, $q_r = i_r - i'_r$, а подогрев воды в подогревателе $\tau_r = i^в{}_r - i^в{}_{r+1}$; учитывая, что $D_{вr} = \alpha_{вr} D_0$, значение расхода пара на смешивающий подогреватель, кг/с, получим в виде

$$D_r = \frac{\tau_r}{q_r + \tau_r} \alpha_{вr} D_0 = \alpha_r D_0, \quad (5\text{-}11)$$

т. е. отбор пара на смешивающий подогреватель выражается в долях расхода свежего пара на турбину, как и для поверхностного подогревателя [см. формулу (5-8)]. В уравнении (5-11) расход греющего пара на смешивающий подогреватель выражается в зависимости от количества выходящей из него воды, включающей и сконденсированный в нем пар. В этом случае теплообмен в подогревателе описывается аналогично условию, когда сконденсированный пар вначале охлаждается до температуры воды на входе в подогреватель, а затем весь поток воды нагревается до температуры на выходе из него.

Если выражать расход пара на смешивающий подогреватель в зависимости от количества воды на входе в него, то, исключая из уравнений (5-9) и (5-10) величину $D_{вr}$, получим

$$D_r = \frac{i^в{}_r - i^в{}_{r+1}}{i_r - i^в{}_r} D_{в(r+1)} = \frac{\tau_r}{q_r} D_{в(r+1)},$$

т. е. уравнение, аналогичное уравнению (5-8) для поверхностного подогревателя. В данном случае пар отдает свое тепло, выделяемое при конденсации q_r, воде, нагреваемой на τ_r.

Подогрев воды в подогревателе составляет обычно 60—160 кДж/кг, а тепло, выделяемое греющим паром при конденсации в подогревателе, в среднем 2000—2200 кДж/кг; доля отбора пара на подогреватель составляет при этом около 0,03—0,08, т. е. 3—8%.

Число регенеративных отборов и соответственно ступеней подогрева у современных конденсационных турбин составляет 7—10; общая доля отбора пара достигает примерно 0,30, т. е. 30% расхода свежего пара.

Если регенеративные отборы пара из турбины выражать в долях расхода свежего пара

на турбину, то уравнение (5-1) принимает вид:

$$D_0 = D_{к0} + \sum_{1}^{z} y_r \alpha_r D_0;$$

расход свежего пара на конденсационную турбину с регенеративными отборами выражается формулой:

$$D_0 = \frac{D_{ко}}{1 - \sum_{1}^{z} y_r \alpha_r} \qquad (5\text{-}12)$$

или, кг/ч:

$$D_0 = \frac{3600\, W_э}{H_{кi}\left(1 - \sum_{1}^{z} y_r \alpha_r\right)\eta_{эм}}. \qquad (5\text{-}13)$$

Расход пара на конденсационную турбину с регенеративными отборами равен расходу пара на конденсационную турбину без отборов пара (5-2) с эквивалентным теплопадением пара, выражаемым формулой

$$H_i^{экв} = H_{кi}\left(1 - \sum_{1}^{z} y_r \alpha_r\right). \qquad (5\text{-}14)$$

Очевидно, $H_i^{экв} < H_{кi}$; примерно $H_i^{экв} = (0{,}80 \div 0{,}90)\, H_{кi}$.

Эквивалентное теплопадение выражает работу пара в турбине с учетом отборов и равно теплопадению пара в чисто конденсационной турбине без отборов, имеющей ту же электрическую мощность $W_э$, кВт, и тот же расход свежего пара D_0, кг/ч, т. е. тот же *удельный* расход пара, кг/(кВт·ч):

$$d = \frac{D_0}{W_э} = \frac{3600}{H_{кi}\left(1 - \sum_{1}^{z} y_r \alpha_r\right)\eta_{эм}} = \frac{3600}{H_i^{экв}\eta_{эм}}. \qquad (5\text{-}15)$$

Удельный расход пара на современную конденсационную турбину численно равен примерно 3 кг/(кВт·ч).

Полученные уравнения расхода пара на подогреватели и на турбины действительны для турбоустановок как с промежуточным перегревом пара, так и без него. При промежуточном перегреве теплопадения конденсационного потока и пара отборов после промежуточного перегрева должны учитывать промежуточный перегрев. Это относится также к коэффициентам недовыработки y_r. При промежуточном перегреве пара они выражаются так:

для *верхних отборов* (до промежуточного перегрева)

$$y^{в}_r = \frac{i_r - i^0_{пп} + i_{пп} - i_к}{i_0 - i^0_{пп} + i_{пп} - i_к} = \frac{i_r - i_к + q_{пп}}{i_0 - i_к + q_{пп}}; \qquad (5\text{-}16)$$

для отбора из «холодной» линии промежуточного перегрева $i_r = i^0_{пп}$; для *нижних отборов* (после промежуточного перегрева)

$$y^{н}_r = \frac{i_r - i_к}{i_0 - i^0_{пп} + i_{пп} - i_к} = \frac{i_r - i_к}{i_0 - i_к + q_{пп}}; \qquad (5\text{-}17)$$

здесь $q_{пп} = i_{пп} - i^0_{пп}$ — тепло промежуточного перегрева; в выражениях y_r числитель обозначает недоработанное паром отбора теплопадение $H_к - H_r$, знаменатель — полное теплопадение конденсационного потока $H_{кi}$.

Благодаря промежуточному перегреву пара $H_{кi}$ возрастает, доли отборов пара α_r после промежуточного перегрева пара уменьшаются, поэтому эффективность регенеративного процесса из-за промежуточного перегрева несколько снижается.

Расход тепла на конденсационную турбоустановку с регенеративным подогревом воды при промежуточном перегреве пара (за единицу времени) выражается так:

$$Q_{ту} = D_0 Q_0 = D_0 (i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}), \qquad (5\text{-}18)$$

где $\alpha_{пп} = 1 - \sum_{1}^{пп} \alpha^{в}_r$ — доля пропуска пара через промежуточный перегреватель; $\alpha^{в}_r$ — доли верхних регенеративных отборов до промежуточного перегрева; $q_{пп} = i_{пп} - i^0_{пп}$ — тепло промежуточного перегрева пара, кДж/кг; $Q_0 = i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}$ — тепло, затрачиваемое на 1 кг пара, поступающего в турбоустановку, кДж/кг.

При отсутствии промежуточного перегрева пара $q_{пп} = 0$ и получается известное выражение

$$Q_{ту} = D_0 (i_0 - i_{п.в}).$$

Расход пара D_0, кг/ч, в обоих случаях выражается уравнением (5-13).

Соответственно *удельный расход тепла на турбоустановку с промежуточным перегревом пара*

$$q_{ту} = dQ_0 = d(i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}); \qquad (5\text{-}19)$$

без промежуточного перегрева

$$q_{ту} = dQ_0 = d(i_0 - i_{п.в}).$$

В обоих случаях удельный расход пара определяется уравнением (5-15).

Из-за регенеративного подогрева воды удельный расход пара d увеличивается, однако тепло, сообщаемое 1 кг свежего пара, вследствие повышения температуры и энтальпии питательной воды уменьшается.

Регенеративный подогрев воды повышает к. п. д. конденсационной турбоустановки и, следовательно, уменьшает удельный расход тепла. Отсюда можно заключить, что расход

тепла на образование 1 кг пара Q_0 уменьшается в большей мере, чем увеличивается удельный расход пара на турбину d из-за регенеративных отборов из нее.

Для количественной оценки энергетической эффективности регенеративного процесса целесообразно рассмотреть к. п. д. конденсационной турбоустановки с регенеративным подогревом воды.

5-3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ПОДОГРЕВОМ ВОДЫ

Абсолютный внутренний к. п. д. η_i турбоустановки с регенеративным подогревом воды можно представить выражениями двух видов.

Первый вид выражения для этого к. п. д. определяется как отношение работы турбоустановки, равной разности количеств тепла Q_0, затрачиваемого на турбоустановку, и $Q_к$, теряемого в конденсаторе турбины, к расходу тепла на турбоустановку Q_0, а именно:

$$\eta_i = \frac{Q_0 - Q_к}{Q_0} = 1 - \frac{Q_к}{Q_0}. \qquad (5\text{-}20)$$

Уравнение (5-20) — основное выражение к. п. д. цикла, записываемое в термодинамике обычно в виде $\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$; при этом $Q_0 = Q_1$ и $Q_к = Q_2$.

Как было показано ранее, уравнение (5-20) определяет к. п. д. турбоустановки цикла с учетом работы турбины и питательного насоса (и возврата тепла в нем), т. е. к. п. д. турбоустановки «нетто» (без учета прочих собственных нужд турбоустановки — насосов охлаждающей воды и др.).

При регенеративном подогреве воды, *без промежуточного перегрева пара*, на 1 кг свежего пара и питательной воды расход тепла на турбоустановку, кДж/кг:

$$Q_0 = i_0 - i_{п.в}, \qquad (5\text{-}21)$$

где i_0 и $i_{п.в}$ — энтальпии свежего пара и питательной воды, кДж/кг; потерю тепла в конденсаторе при наличии регенеративных отборов пара из турбины, кДж/кг, можно представить в виде

$$Q_к = \alpha_к (i_к - i'_к) = \alpha_к q_к, \qquad (5\text{-}22)$$

где $\alpha_к = 1 - \Sigma\alpha_r$ — доля пропуска пара в конденсатор; $\Sigma\alpha_r$ — суммарная доля регенеративных отборов из турбины; $q_к = i_к - i'_к$ — тепло, теряемое в конденсаторе; $i_к$ и $i'_к$ — соответственно энтальпии пара, поступающего в конденсатор, и воды (конденсата), отводимой из конденсатора, кДж/кг.

Таким образом, при регенеративном подогреве воды

$$\eta_{ri} = 1 - \frac{\alpha_к q_к}{Q_0}. \qquad (5\text{-}23)$$

При промежуточном перегреве пара расход тепла на турбоустановку, кДж/кг,

$$Q_0 = i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}, \qquad (5\text{-}24)$$

где $\alpha_{пп} = 1 - \sum_1^n \alpha_r$ — доля пропуска пара через промежуточный перегреватель; $\sum_1^n \alpha_r$ — сумма верхних регенеративных отборов (до промежуточного перегрева) пара; $q_{пп} = i_{пп} - i^0_{пп}$ — тепло, получаемое паром при промежуточном перегреве, кДж/кг; $i_{пп}$ и $i^0_{пп}$ — энтальпии пара соответственно после и до промежуточного перегрева.

Значения $\alpha_к$ и $q_к$ при промежуточном перегреве пара, при одинаковых схемах и одинаковых начальных параметрах и конечном давлении численно отличаются от значений этих величин без промежуточного перегрева пара, превышая их: $\alpha_к$ — из-за уменьшения доли регенеративных отборов α_r более горячего пара после промежуточного перегрева; $q_к$ — из-за повышения энтальпии отработавшего пара в результате промежуточного перегрева.

Выражение к. п. д. турбоустановки при регенерации

$$\eta_{ri} = 1 - \frac{\alpha_к q_к}{Q_0}$$

является основным для анализа схем регенеративного подогрева воды и их оптимизации. Однако из выражения η_{ri} непосредственно не вытекает повышение к. п. д., так как величины Q_0 и $Q_к = \alpha_к q_к$ при регенеративном подогреве уменьшаются одновременно.

Второй вид выражения к. п. д. турбоустановки с регенеративным подогревом воды, основанный на условном разделении (расщеплении) общего потока пара на составляющие потоки пара регенеративных отборов и «сквозного» пропуска пара в конденсатор, позволяет удобно оценить положительный эффект регенерации. При этом к. п. д. можно написать в виде выражения

$$\eta_{ri} = \frac{\alpha_к H_к + \Sigma\alpha_r h_r}{\alpha_к q_{0к} + \Sigma\alpha_r h_r}, \qquad (5\text{-}25)$$

где $H_к$ и h_r — теплопадения соответственно конденсационного потока пара и пара регенеративных отборов, кДж/кг; $q_{0к}$ — расход тепла

на конденсационный поток пара, кДж/кг. При отсутствии промежуточного перегрева пара

$$H_к = i_0 - i_к;\ \ h_r = i_0 - i_r,$$

где i_r — энтальпия пара отбора;

$$q_{0к} = i_0 - i'_к.$$

Очевидно, числитель выражения (5-25) означает работу пара в турбине с регенеративными отборами. Покажем, что знаменатель этого выражения равен расходу тепла на турбоустановку $Q_0 = i_0 - i_{п.в}$.

Действительно, энтальпия питательной воды

$$i_{п.в} = \alpha_к i'_к + \Sigma\alpha_r i_r;$$

кроме того, $\alpha_к + \Sigma\alpha_r = 1$, поэтому

$$Q_0 = i_0 - i_{п.в} = (\alpha_к + \Sigma\alpha_r)\, i_0 -$$

$$- \alpha_к i'_к - \Sigma\alpha_r\, i_r = \alpha_к (i_0 - i'_к) + \Sigma\alpha_r (i_0 - i_r)$$

или

$$Q_0 = \alpha_к q_{0к} + \Sigma\alpha_r h_r,$$

что и требовалось показать.

В выражении (5-25) не учтена работа питательного насоса (и возврат тепла в нем); это выражение определяет к. п. д. «брутто» турбоустановки. Не учитываются здесь также потери рассеяния тепла в регенеративных подогревателях. Неучет этих величин не влияет на общий принципиальный вывод о повышении к. п. д. благодаря регенерации, который получается из выражения (5-25).

При промежуточном перегреве пара

$$H_к = i_0 - i_к + q_{пп},\ \text{где}\ q_{пп} = i_{пп} - i^0_{пп};$$

для регенеративных *верхних отборов* (до промежуточного перегрева пара)

$$h_{rв} = i_0 - i_{rв};$$

для регенеративных *нижних отборов* (после промежуточного перегрева пара)

$$h_{rн} = i_0 - i_{rн} + q_{пп};$$

$i_{rв}$ и $i_{rн}$ — энтальпии пара верхних и нижних отборов;

$$q_{0к} = i_0 - i'_к + q_{пп}.$$

В этом случае

$$Q_0 = i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп};$$

$$\alpha_{пп} = 1 - \Sigma\alpha_{rв} = \alpha_к + \Sigma\alpha_{rн},$$

где $\Sigma\alpha_{rв}$ и $\Sigma\alpha_{rн}$ — соответственно сумма верхних и нижних регенеративных отборов, а также

$$i_{п.в} = \alpha_к i'_к + \Sigma\alpha_r\, i_r,$$

где

$$\Sigma\alpha_r\, i_r = \Sigma\alpha_{rв}\, i_{rв} + \Sigma\alpha_{rн}\, i_{rн}.$$

Можно показать, что аналогично прежнему

$$Q_0 = \alpha_к q_{0к} + \Sigma\alpha_{rв} h_{rв} + \Sigma\alpha_{rн} h_{rн} =$$

$$= \alpha_к q_{0к} + \Sigma\alpha_r h_r,$$

и, следовательно, выражение (5-25) — общее для турбоустановок с промежуточным перегревом пара и без него.

Это выражение преобразуем так:

$$\eta_{ri} = \frac{H_к}{q_{0к}} \frac{1 + \dfrac{\Sigma\alpha_r h_r}{\alpha_к H_к}}{1 + \dfrac{\Sigma\alpha_r h_r}{\alpha_к q_{0к}} \dfrac{\alpha_к H_к}{\alpha_к H_к}},$$

или

$$\eta_{ri} = \eta_{кi} \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_{кi}} = \eta_к R, \qquad (5\text{-}26)$$

где $\eta_{кi}$ — абсолютный внутренний к. п. д. турбоустановки без регенерации; A_r — энергетический коэффициент регенеративного процесса, а коэффициент

$$R = \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_{кi}} > 1,\ \text{так как}\ \eta_{кi} < 1.$$

Из выражения (5-26) следует, что регенеративный подогрев воды всегда повышает к. п. д. конденсационной турбоустановки вследствие сокращения потери тепла в конденсаторе турбины и благодаря выработке энергии паром регенеративных отборов без потери тепла в конденсаторе турбины. Относительное повышение к. п. д. благодаря регенерации

$$\Delta\eta_{ri} = \frac{\eta_{ri} - \eta_{кi}}{\eta_{кi}} = \frac{\eta_{ri}}{\eta_{кi}} - 1 = R - 1$$

или с учетом выражения R

$$\Delta\eta_{ri} = \frac{A_r (1 - \eta_{кi})}{1 + A_r \eta_{кi}} = \frac{1 - \eta_{кi}}{\dfrac{1}{A_r} + \eta_{кi}}. \qquad (5\text{-}27)$$

Из этого выражения также вытекает, что величина $\Delta\eta_{ri} > 0$, т. е. всегда положительная; это обстоятельство отличает, в частности, регенеративный подогрев воды от промежуточного перегрева пара, который при понижении давления промежуточного перегрева ниже определенного значения приводит не к повышению, а к понижению к. п. д. турбоустановки и электростанции.

Степень повышения к. п. д. турбоустановки благодаря регенерации в значительной мере зависит от давления регенеративных отборов и температуры подогрева воды. Так, при одноступенчатом подогреве воды и одном ре-

генеративном отборе выбор чрезмерно высокого давления отбираемого пара (близкого к давлению свежего пара) или чрезмерно низкого его давления (близкого к давлению отработавшего пара в конденсаторе турбины) приводит к очень малому повышению к. п. д. турбоустановки.

В одном предельном случае, когда давление отбора совпадает с давлением свежего пара, температура подогрева наивысшая, количество отводимого пара (свежего) наибольшее, но работа греющего пара h_r равна нулю и по выражению (5-25) $\eta_{ri} \to H_{\text{к}i}/q_{0\text{к}} = \eta_{\text{к}}$. Подогрев воды при этом не является регенеративным.

В другом предельном случае, когда давление греющего (регенеративного) пара равно давлению отработавшего пара, теплопадение этого пара наибольшее, $h_r = H_{\text{к}}$, но расход его равен нулю, $\alpha_r = 0$, так как температура насыщения этого пара равна температуре конденсата и подогрев его невозможен. В этом крайнем случае по выражению (5-25) к. п. д. турбоустановки также равен к. п. д. конденсационной турбоустановки без регенерации $\eta_{ri} \to \eta_{\text{к}} = H_{\text{к}}/q_{0\text{к}}$.

Из общего вывода о положительном эффекте регенеративного подогрева воды следует, что при промежуточных давлениях пара регенеративных отборов за исключением двух (крайних) рассмотренных предельных случаев, к. п. д. турбоустановки благодаря регенерации возрастает. Задача заключается в выборе оптимальных, наиболее целесообразных величин подогрева воды и соответствующих давлений регенеративных отборов пара.

Нужно еще отметить, что выражение (5-26) вполне аналогично выражению для к. п. д. по производству энергии теплофикационной турбоустановкой. Совпадение этих выражений отражает трактовку регенеративного подогрева воды как «внутреннюю» теплофикацию электростанции. В обоих случаях расход тепла на работу, производимую паром отборов, эквивалентен (теоретически равен) этой работе пара — см. вторые слагаемые числителя и знаменателя выражения (5-25).

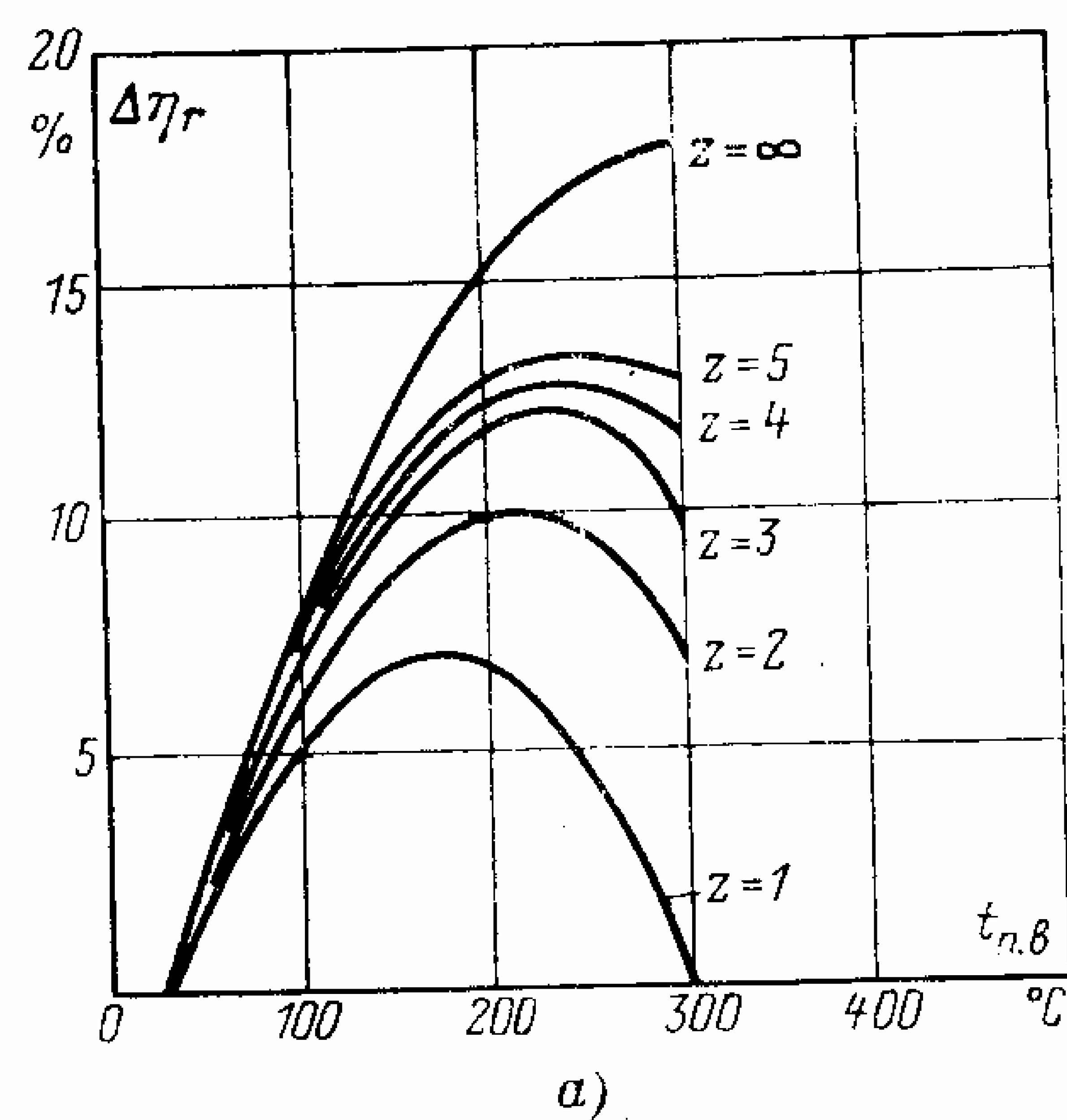
5-4. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ И МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОДЫ

В соответствии с выражением (5-27) относительное повышение к. п. д. турбоустановки благодаря регенерации тем больше, чем больше энергетический коэффициент A_r. Коэффициент A_r зависит от долей отборов пара α_r и от их работы h_r в турбине, возрастая с увеличением каждой из этих величин. Однако с повышением температуры подогрева и доли отбора работа пара отбора в турбине уменьшается. Поэтому можно ожидать, что к. п. д. турбоустановки с регенерацией имеет максимальное значение при некоторых промежуточных значениях температур подогрева, между температурами конденсата турбины и кипения воды в парогенераторе.

Это положение подтверждается вариантными расчетами значений к. п. д. при различных температурах подогрева воды. Многочисленные расчеты показали, что кривая зависимости относительного повышения к. п. д. турбоустановки от температуры (энтальпии) подогретой воды имеет вид, близкий к параболе с максимумом при некотором промежуточном значении температуры подогрева.

Регенеративный подогрев воды можно выполнять в одной или нескольких последовательно включенных ступенях, питаемых паром из одного или соответственно из нескольких отборов турбины.

В простейшем случае, при одной ступени подогрева, кривая относительного повышения к. п. д. $\Delta\eta_r$ проходит через нулевые значения в двух крайних случаях при энтальпиях воды $i^{\text{в}} = i'_{\text{к}}$ и $i^{\text{в}} = i'_0$ и через максимум при промежуточном, примерно среднем значении энтальпии подогреваемой воды (рис. 5-3,*а*).



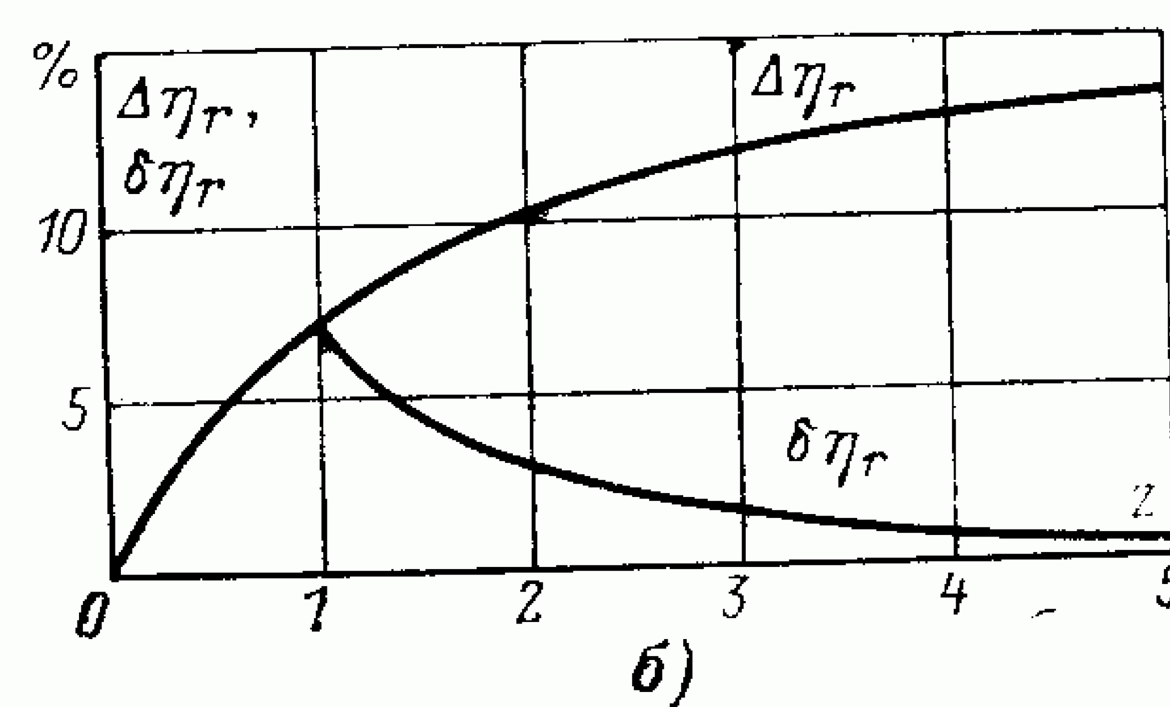


Рис. 5-3. Зависимость относительного повышения к. п. д. турбоустановки $\Delta\eta_r$ от температуры регенеративного подогрева воды $t_{\text{п.в}}$ при разном числе ступеней подогрева (*а*) и от числа ступеней подогрева z (*б*); $\delta\eta_r$ — относительное повышение к. п. д. от последующей дополнительной ступени подогрева ($t_{0\text{н}} = 300°\text{C}$).

Переход от одноступенчатого подогрева к двухступенчатому, от двухступенчатого к трехступенчатому и т. д. дает дополнительное повышение к. п. д. турбоустановки с регенеративным подогревом воды. Это обстоятельство можно пояснить следующим образом. Допустим, что, сохраняя подогрев воды до температуры, соответствующей максимуму к. п. д. при одноступенчатом подогреве и соответствующий отбор пара, вводят дополнительный второй отбор более низкого давления. В первом приближении можно считать, что при сохранении прежнего конечного подогрева воды сумма двух отборов $\alpha_1+\alpha_2$ примерно равна одному первоначальному отбору α^0_1, т. е. $\alpha_1+\alpha_2\approx\alpha^0_1$. Однако благодаря второму отбору более низкого давления получаем дополнительную работу пара между этими отборами, а именно $\alpha_2(i_1-i_2)$, где i_1 и i_2 — энтальпии пара в первом (верхнем) и втором (нижнем) отборах. Следовательно, к. п. д. турбоустановки возрастает. Точнее, следует сказать, что из-за меньшей энтальпии второго отбора суммарная доля отбора возрастает $\alpha_1+\alpha_2>\alpha^0_1$, пропуск пара в конденсатор $\alpha_к$ уменьшается и к. п. д. турбоустановки

$\eta_r=1-\frac{\alpha_к q_к}{Q_0}$ возрастает.

Двум ступеням подогрева отвечает иное положение максимума по сравнению с одной ступенью подогрева. Если при одной ступени максимум соответствует примерно 1/2 всего возможного интервала подогрева, то при двух или трех ступенях максимум наступает примерно при 2/3 и 3/4 интервала и т. д. Это положение характеризует закон равного деления подогрева между ступенями. При этом последней ступенью подогрева до температуры насыщения свежего пара (кипения воды в парогенераторе) служит экономайзерная часть парогенератора с подогревом $\tau_0=i'_0-i_{п.в}$.

При любом числе z ступеней регенеративного подогрева при равномерном его распределении между ступенями получим:

подогрев в каждой ступени

$$\tau_r=\frac{i'_0-i'_к}{z+1}; \qquad (5\text{-}28)$$

конечная энтальпия подогретой питательной воды

$$i_{п.в}=i'_к+z\tau_r=i'_к+\frac{z}{z+1}(i'_0-i'_к);$$

единица в сумме $z+1$ означает последнюю экономайзерную (не регенеративную) ступень подогрева воды. Повышение оптимального подогрева воды с ростом числа ступеней подогрева способствует увеличению количества отбираемого пара, уменьшению поступления пара в конденсатор и повышению к. п. д. турбоустановки. Если конечный подогрев питательной воды определен, например, технико-экономическим расчетом, то подогрев в каждой ступени равен:

$$\tau_r=\frac{i_{п.в}-i'_к}{z} \qquad (5\text{-}29)$$

и

$$i_{п.в}=i'_к+z\tau_r.$$

При двух и более ступенях подогрева воды до наибольшей возможной величины (температуры насыщения свежего пара) относительное повышение к. п. д. $\Delta\eta_r$ не равняется нулю как при одноступенчатом подогреве. В верхней ступени вода нагревается свежим паром, но во всех предыдущих ступенях более низкого давления для подогрева воды используется пар из регенеративных отборов турбины. Повышение к. п. д. при этом соответствует максимальному повышению его при числе отборов, меньшем на единицу (рис. 5-3,*а*).

Повышение энтальпии воды при увеличении числа ступеней дает дополнительный выигрыш в к. п. д. по сравнению с выигрышем, получаемым при одинаковой энтальпии воды независимо от числа ступеней подогрева. Понижение подогрева воды при увеличении числа ступеней может привести к обратному эффекту, т. е. к снижению, а не к повышению к. п. д., что видно из рис. 5-3,*а*.

Одноступенчатый регенеративный подогрев воды дает существенное повышение к. п. д. турбоустановки (на 5—7%) в зависимости от начальных параметров пара. Каждый дополнительный отбор пара дает дополнительное, но все меньшее относительно повышение к. п. д. Пояснить это положение можно, пользуясь, например, правилом равного деления подогрева воды между ступенями. Максимум к. п. д. при одноступенчатой регенерации отвечает подогреву, равному 1/2 всего возможного интервала $\Delta=i'_0-i'_к$ (например, 300 кДж/кг из 600 кДж/кг). Дополнительный подогрев благодаря второй ступени составляет 2/3—1/2=1/6 (100 кДж/кг) всего интервала; благодаря третьей ступени 3/4—2/3=1/12 (50 кДж/кг) всего интервала и т. д., что иллюстрируется рис. 5-3,*б*, на котором нанесены графики

$$\Delta\eta_r=\frac{\eta_r-\eta_к}{\eta_к}$$

и

$$\delta\eta_r=\frac{\Delta\eta_r^{j+1}-\Delta\eta_r^{j}}{\Delta\eta_r^{j}},$$

где $j=1, 2, 3$ и т. д. — число ступеней подогрева.

Как видно из графиков рис. 5-3, общее повышение к. п. д. благодаря регенерации уже при числе ступеней $z=4 \div 5$ достигает 12—13%; дополнительный выигрыш в к. п. д. от дополнительных ступеней — восьмой, девятой относительно невелик, составляя доли процента к. п. д.

Регенеративный подогрев воды — основной источник экономии тепла и топлива на конденсационных электростанциях. Число ступеней регенеративного подогрева воды на современных крупных конденсационных энергоблоках достигает семи — девяти. Развитие регенеративного подогрева воды и выбор числа его ступеней обосновывается технико-экономическими расчетами, учитывающими экономию топлива и удорожание установки.

Для наилучшего использования регенеративного подогрева воды необходимо, в частности, принимать наиболее рациональное распределение его между подогревателями, обеспечивающее наибольшую экономию тепла и топлива при малых изменениях капиталовложений.

5-5. СХЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ВОДЫ

Общие соображения

Схема регенеративного подогрева воды включает парогенератор, турбину с конденсатором, регенеративные подогреватели, линии греющего пара, конденсата турбины (главного конденсата), питательной воды парогенераторов, конденсата греющего пара (дренажей), питательные, конденсатные, дренажные насосы. Эта схема составляет основу принципиальной тепловой схемы электростанции.

По типу регенеративных подогревателей различают *схемы со смешивающими* (контактными), *поверхностными* подогревателями и с *комбинацией подогревателей обоих типов*. Тип схемы с поверхностными регенеративными подогревателями зависит от способа отвода конденсата греющего пара (дренажа). Дренаж из поверхностного подогревателя может отводиться самотеком (каскадно) в подогреватель более низкого давления или дренажным насосом в линию главного конденсата. В комбинированных схемах со смешивающими и поверхностными подогревателями дренаж из последних отводится в смешивающий подогреватель более низкого давления.

Методику расчета схемы регенеративного подогрева воды рассмотрим на примере схем со смешивающими подогревателями, а также схемы смешанного вида с подогревателями обоих типов и различными способами отвода дренажа из поверхностных подогревателей.

Целью расчета регенеративной схемы электростанции является обычно определение количества пара, отбираемого на подогреватели, расхода пара на турбину и пропуска пара в ее конденсатор при заданной электрической мощности.

При заданном расходе пара на турбину в результате расчета схемы определяют электрическую мощность турбоагрегата.

На основании расчета схемы регенеративного подогрева воды возможно определение энергетических показателей турбоустановки и электростанции. Зная расход тепла на турбоустановку и ее мощность, определяют к. п. д. турбоустановки.

В приводимой ниже методике расчета регенеративных схем исходной величиной, равной единице, принят расход свежего пара на турбину.

Первая часть расчета регенеративной схемы заключается в определении долей греющего пара, отбираемого из турбины на подогреватели. Получаемые при этом уравнения (в общем виде) не зависят от наличия или отсутствия промежуточного перегрева пара.

Схемы с регенеративными подогревателями смешивающего типа

Уравнение теплового баланса смешивающего подогревателя (см. рис. 5-1,*б*) регенеративной ступени номер r имеет вид:

$$\alpha_r i_r + \alpha^{в}_{r+1} i'_{r+1} = \alpha^{в}_r i'_r, \qquad (5\text{-}30)$$

где через α обозначены доли пара и воды; индекс r относится к греющему пару и воде после подогрева в данной ступени; $r+1$ — к воде до подогрева (после подогрева в предыдущей ступени номер $r+1$); индекс «в» обозначает воду (индекс «п» для пара опущен с целью упрощения обозначений). Штрих обозначает состояние насыщения воды при данном давлении пара p_r.

Уравнение *материального баланса* данной ступени подогрева таково:

$$\alpha_r + \alpha^{в}_{r+1} = \alpha^{в}_r. \qquad (5\text{-}31)$$

Уравнения (5-30) и (5-31) повторяют уравнения (5-9) и (5-10) с заменой расходов пара и воды за единицу времени, кг/ч, долями греющего пара отборов и нагреваемой воды. Из уравнений теплового и материального баланса, исключая величину $\alpha^{в}_{r+1}$, получаем:

$$\alpha_r = \alpha^{в}_r \frac{\tau_r}{\tau_r + q_r}, \qquad (5\text{-}32)$$

где $\tau_r = i'_r - i'_{r+1}$ — подогрев воды в ступени r, кДж/кг; $q_r = i_r - i'_r$ — тепло, выделяемое греющим паром при конденсации его в подогревателе, кДж/кг; при этом энтальпии воды $i^в_r$ и $i^в_{r+1}$ совпадают с их значениями при насыщении (при давлениях пара p_r и p_{r+1} в подогревателях).

Из подогревателя ступени номер r вода выходит в количестве

$$\alpha^в_r = 1 - \sum_{j=1}^{j=r-1} \alpha_j, \tag{5-32а}$$

т. е. в количестве, равном расходу свежего пара (питательной воды парогенераторов) за вычетом суммы отборов пара на подогреватели с давлением выше, чем рассматриваемый номер r (j — текущий индекс ступени подогрева). Так, для подогревателя *П1* $\alpha^в_1 = 1$; для *П2*

$$\alpha^в_2 = 1 - \alpha_1 = 1 - \frac{\tau_1}{\tau_1 + q_1} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1};$$

для *П3*

$$\alpha^в_3 = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \alpha_1 - (1 - \alpha_1)\frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2} =$$

$$= \frac{q_1}{q_1 + \tau_1}\,\frac{q_2}{q_2 + \tau_2} \text{ и т. д.}$$

Аналогично определяется и доля пропуска пара в конденсатор:

$$\alpha_к = 1 - \sum_1^z \alpha_r = \prod_1^z \frac{q_r}{q_r + \tau_r}, \tag{5-33}$$

где $\prod_1^z$ обозначает произведение z множителей $\frac{q_r}{q_r + \tau_r}$ от 1 до z.

Коэффициент полезного действия турбоустановки выражается уравнением

$$\eta_i = 1 - \frac{\alpha_к q_к}{Q_0};$$

здесь расход тепла на 1 кг пара *при промежуточном перегреве*, кДж/кг,

$$Q_0 = i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп}$$

и *без промежуточного перегрева*, кДж/кг,

$$Q_0 = i_0 - i_{п.в},$$

где i_0, $i_{п.в}$ — энтальпия свежего пара и питательной воды; $q_{пп}$ — тепло, сообщаемое пару при промежуточном перегреве (все эти величины в кДж/кг); $\alpha_{пп} = 1 - \Sigma\alpha^в_r$ — доля пара, проходящего через промежуточный перегреватель, равная расходу свежего пара (единице) за вычетом верхних отборов пара на регенерацию (с давлением промежуточного перегрева и более высоким).

Отмечаем, что уравнения теплового баланса подогревателей решаются последовательно, начиная с первого (наиболее высокого давления) и кончая последним (с наиболее низким давлением).

Схемы с регенеративными подогревателями поверхностного типа

В схеме, показанной на рис. 5-4,*а*, конденсат греющего пара (*дренаж*) из каждого подогревателя откачивается дренажным насосом в линию главного конденсата *после данного подогревателя*, в соответствующий смеситель, где сливается с основным потоком конденсата.

«Укрупненный узел» каждой подогревательной установки составляется из подогревателя и смесителя.

Подогрев в этом узле τ_{ry} равен сумме подогревов в подогревателе и смесителе. Недогрев воды в подогревателе равен разности энтальпий конденсата греющего пара при насыщении и воды после подогрева $i^в_r$, т. е. $\vartheta_r = i'_r - i^в_r$. Недогрев воды в узле меньше благодаря дополнительному подогреву воды в смесителе на $\tau_{rc} = i^в_{ry} - i^в_r$, где $i^в_{ry}$ — энтальпия воды после смесителя, и составляет $\vartheta_{ry} = i'_r - i^в_{ry} = \vartheta_r - \tau_{rc}$.

Пропуск пара в конденсатор в данной схеме при z подогревателях равен:

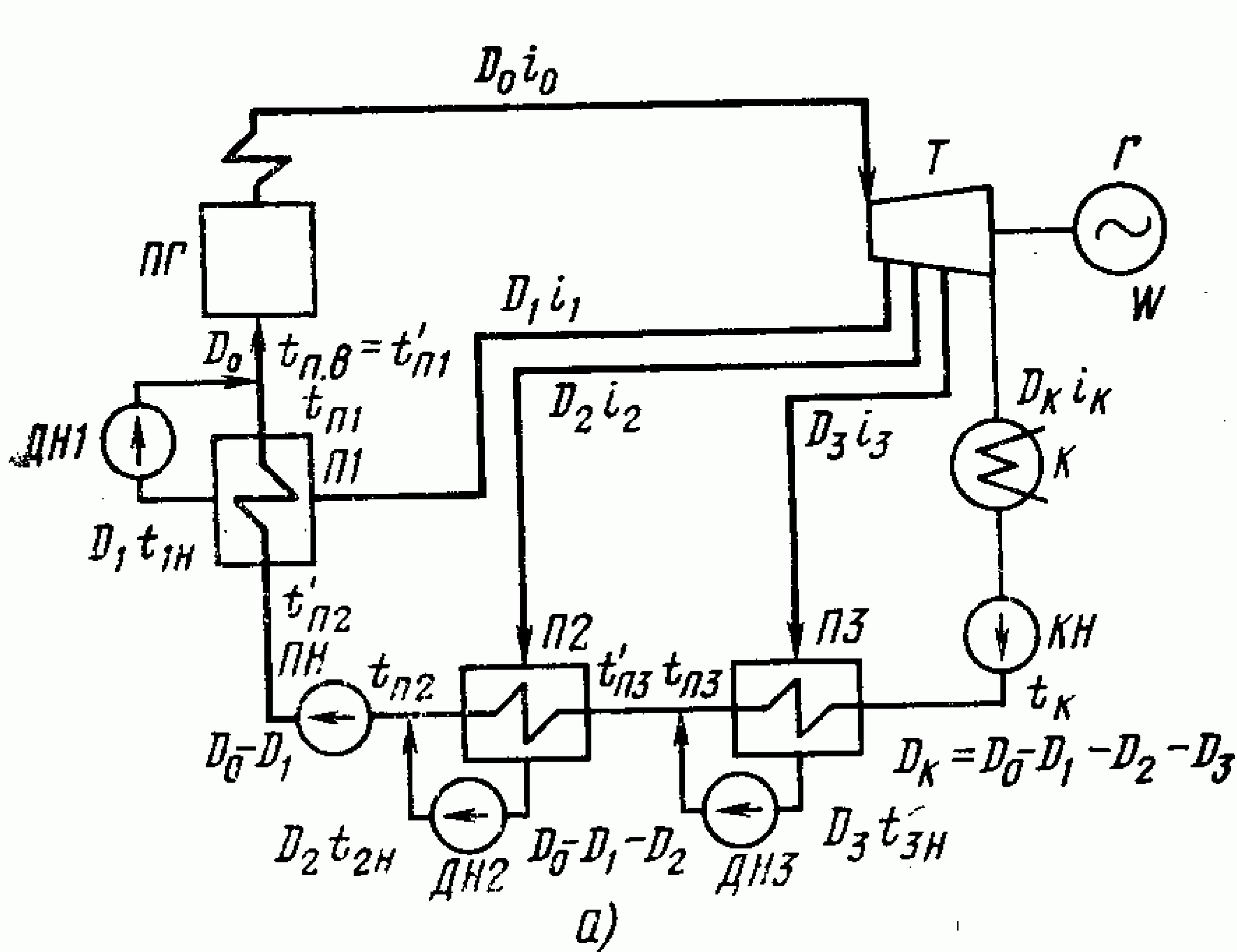
$$\alpha_к = 1 - \sum_1^z \alpha_r = \prod_1^z \frac{q_{ry}}{q_{ry} + \tau_{ry}} =$$

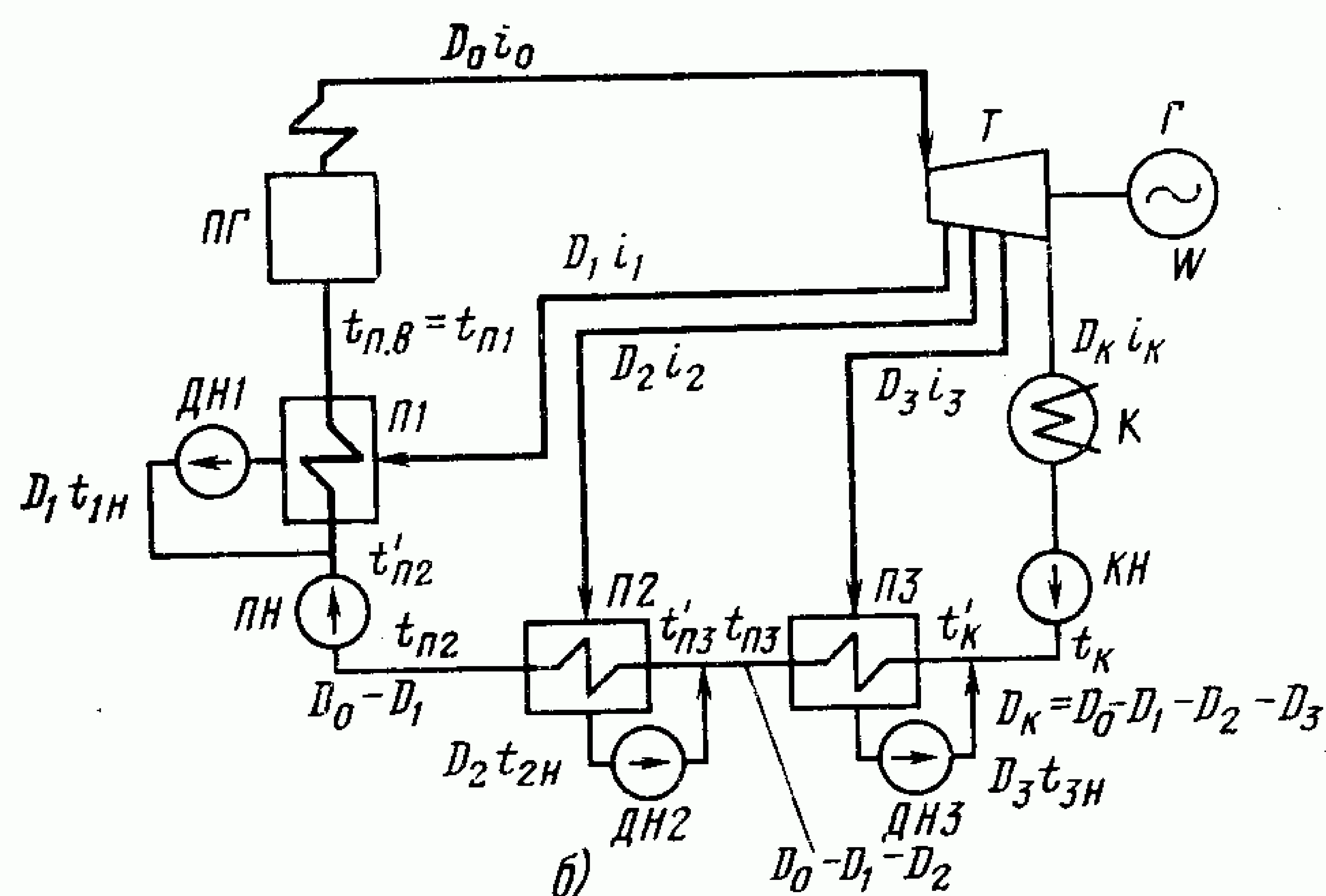
$$= \prod_1^z \frac{1}{1 + \frac{\tau_{ry}}{q_{ry}}}, \tag{5-34}$$

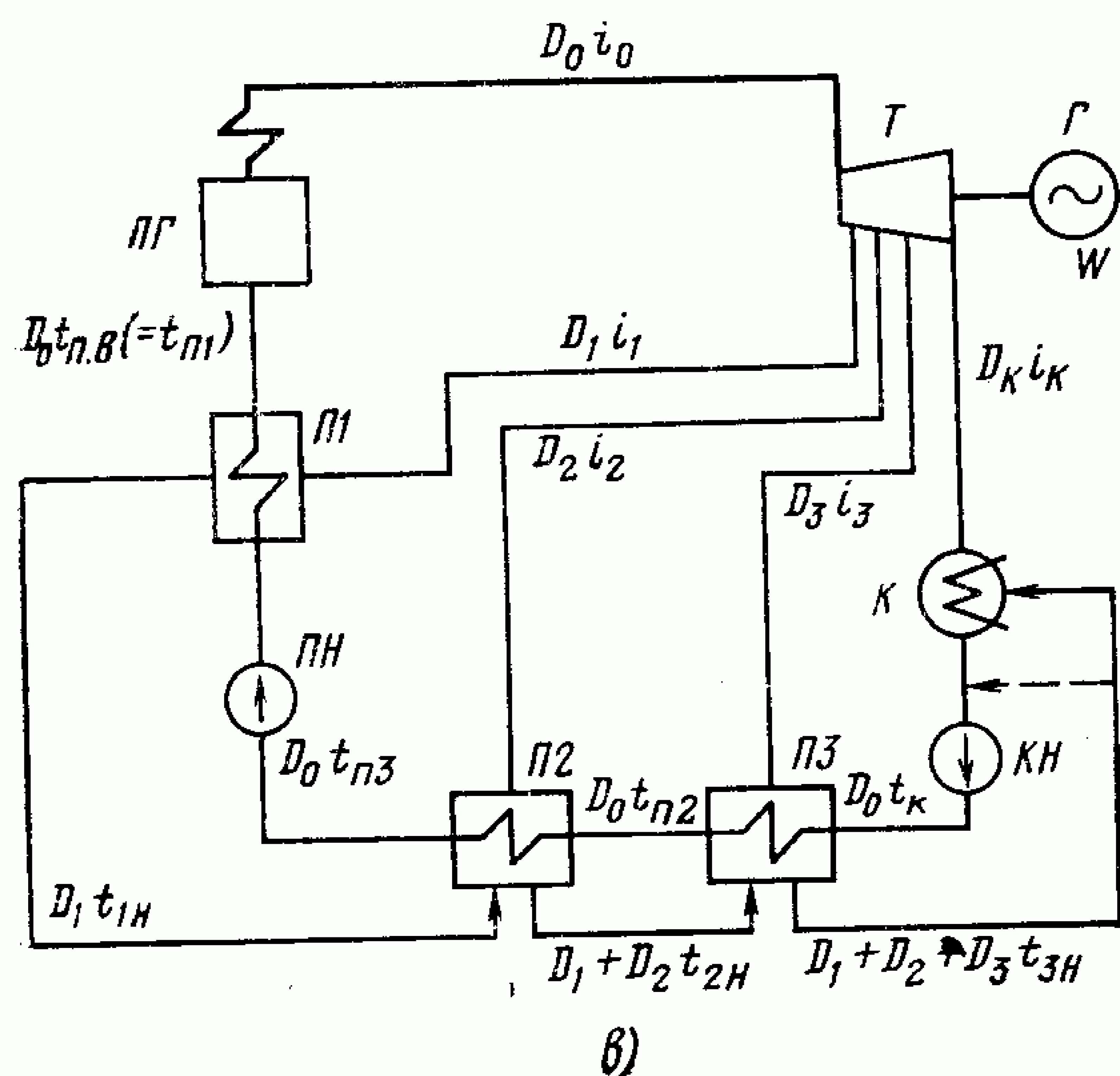
где сокращенно обозначено $q_{ry} = q_r + \vartheta_{ry}$.

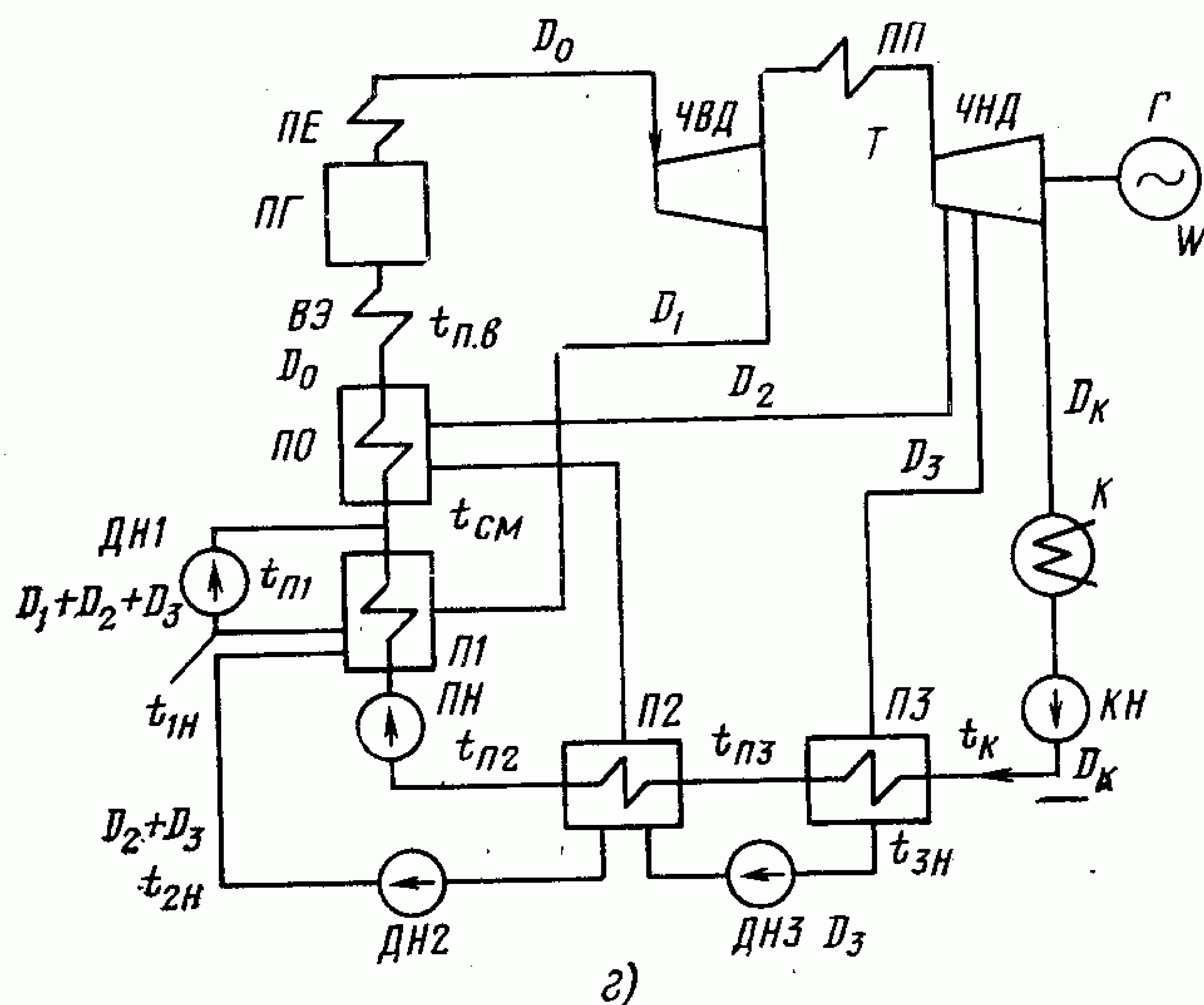
При одинаковом подогреве воды в ступенях пропуск пара в конденсатор в данной схеме больше, чем в схеме с смешивающими подогревателями, так как $q_{ry} = q_r + \vartheta_{ry} > q_r$, следовательно, к. п. д. турбоустановки ниже. Это обусловливается необходимостью повышения давления пара в отборах для получения одинакового подогрева воды и, как следствие, меньшей выработкой энергии паром отборов, увеличением пропуска пара в конденсатор и потери тепла в нем.

В схеме, показанной на рис. 5-4,*б*, дренажные насосы перекачивают конденсат греющего пара в *смеситель перед соответствующим регенеративным подогревателем*. Расход пара на подогреватели в данной схеме определяется аналогично смешивающим подогревателям. Поэтому расходы воды через подогреватели и пропуск пара в конденсатор $\alpha_к$ записываются аналогично полученным для схемы со смешивающими подогревателями и для схемы









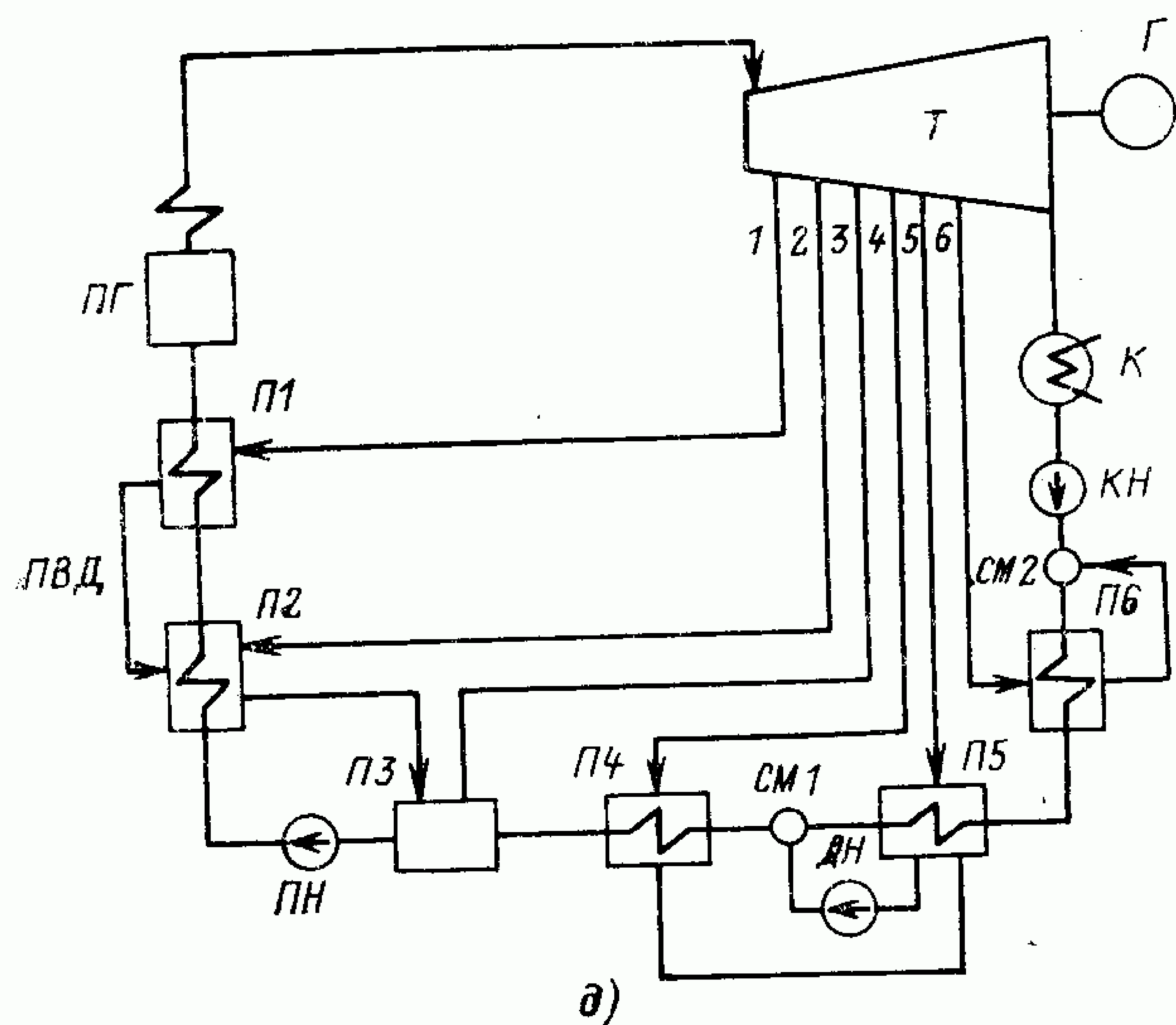


Рис. 5-4. Принципиальные схемы регенеративного подогрева воды с поверхностными подогревателями.

а — с перекачкой дренажа в линию основного конденсата после подогревателя; *б* — то же до подогревателя; *в* — с каскадным сливом дренажей; *г* — с обратным каскадом дренажей, промежуточным перегревом пара *ПП* и с пароохладителем *ПО*; *д* — с поверхностными и смешивающим подогревателями со смешанной схемой отвода дренажей каскадом и дренажным насосом *ДН*.

рис. 5-4,*а*. Обозначая $\tau_{гу}=\tau_г+\tau_{гс}$; $q_{гп}=q_г+\vartheta_г$, напишем:

$$a_к=\prod_{1}^{z}\frac{q_{гп}}{q_{гп}+\tau_{гу}}=\prod_{1}^{z}\frac{1}{1+\dfrac{\tau_{гу}}{q_{гп}}},$$

где z — общее число регенеративных подогревателей.

Величина $q_{гп}=q_г+\vartheta_г>q_{гу}=q_г+\vartheta_{гу}$, так как при равных $q_г\vartheta_г>\vartheta_{гу}$; из этого вытекает, что пропуск в конденсатор возрастает, а к. п. д. снижается по сравнению с предыдущей схемой.

В предыдущей схеме горячий дренаж вытесняет часть греющего пара следующего по ходу воды подогревателя более высокого давления, а в данной схеме — часть греющего пара данной ступени, что менее выгодно.

В схеме с *каскадным сливом дренажей*, показанной на рис. 5-4,*в*, конденсат греющего пара сливается самотеком из каждого регенеративного подогревателя в паровое пространство соседнего подогревателя с более низким давлением. Избыточное давление дренажа

при перетоке его из подогревателя с большим давлением в подогреватель с меньшим давлением пара снимается конденсатоотводчиком или дроссельной шайбой, после которой выходит пароводяная смесь, имеющая ту же энтальпию, что и вода (дренаж) перед шайбой. Таким образом, при каскадном сливе дренажей возникает энергетическая потеря, обусловленная дросселированием дренажей. Если из последнего подогревателя наиболее низкого давления дренаж сливается в конденсатор, то возникает дополнительная существенная потеря тепла в конденсаторе, так как избыточное тепло суммарного потока дренажей, начиная от первого (верхнего) до последнего (нижнего) подогревателя, при температуре дренажа нижнего подогревателя теряется при этом с охлаждающей водой.

Потеря в конденсаторе турбины возрастает при этом на $\sum_1^z \alpha_r (i'_z - i'_к) = \sum_1^z \alpha_r (\tau_z + \vartheta_z)$, где i'_z — энтальпия конденсата греющего пара подогревателя наиболее низкого давления; τ_z и ϑ_z — подогрев и недогрев воды в нем.

При этом к. п. д. турбоустановки имеет следующее выражение:

$$\eta_i = 1 - \frac{\alpha_к q_к + \Sigma\alpha_r(\tau_z + \vartheta_z)}{Q_0}.$$

Чтобы избежать этого, дренаж из последнего нижнего подогревателя отводят во всасывающую линию конденсатного насоса. Для обеспечения необходимого подпора воды перед конденсатным насосом подогреватель низкого давления размещают выше конденсатного насоса, например встраивая его в верхнюю часть конденсатора турбины или в патрубок между турбиной и конденсатором.

Дросселирование дренажа и энергетическая потеря, с ним связанная, проявляются в том, что греющий *пар* регенеративного подогревателя частично *вытесняется горячим дренажом*, поступающим из соседнего подогревателя более высокого давления. В результате работа пара отборов более низкого давления последовательно уменьшается, пропуск пара в конденсатор и потеря тепла в нем возрастают, к. п. д. турбоустановки по сравнению с к. п. д. установок со смешивающими подогревателями или с поверхностными подогревателями с дренажными насосами, понижается.

В схеме с *обратным каскадом дренажей* из подогревателя в соседний более высокого давления дренажи из подогревателей более низкого давления перекачиваются насосами в паровое пространство соседнего подогревателя с большим давлением (рис. 5-4,*г*). Общий поток дренажей из первого верхнего подогревателя высокого давления насосом перекачивается в смеситель после этого подогревателя. Это позволяет повысить дополнительно температуру питательной воды, направляемой в парогенераторы, уменьшить расход тепла на образование пара и повысить к. п. д. турбоустановки.

В этой схеме с обратным каскадом дренажей, при одинаковом недогреве ϑ_r в подогревателях, доли отбора пара и пропуск пара в конденсатор выражаются так же, как и для схемы с смешивающими подогревателями, а именно:

$$\alpha_к = \prod_{r=1}^{r=z} \frac{q_r}{q_r + \tau_r}.$$

Из-за более низкого конечного подогрева воды к. п. д. турбоустановки ниже, чем в схеме со смешивающими подогревателями, несмотря на подогрев в верхнем смесителе после подогревателя *П1*, равный:

$$\tau_с = i_{п.в} - i_1^в = \vartheta_1 \sum_{r=1}^{r=z} \alpha_r,$$

где $\vartheta_1 = i'_1 - i^в_1$; $\Sigma\alpha_r$ — сумма регенеративных отборов пара.

Недогрев с учетом подогрева в смесителе

$$\vartheta_{1у} = i'_1 - i_{п.в} = \vartheta_1 - \tau_с = \vartheta_1 \left(1 - \sum_{r=1}^{r=z} \alpha_r\right)$$

или

$$\vartheta_{1у} = \vartheta_1 \alpha_к.$$

Рассмотренные схемы с поверхностными подогревателями и дренажными насосами или с каскадным сливом дренажей без насосов у всех подогревателей не применяют: с дренажными насосами — из-за усложнения установки; с каскадным сливом — из-за пониженной тепловой экономичности.

Схема с обратным каскадом дренажей применена на небольшом числе паротурбинных электростанций (ТЭС Хюльз в ФРГ и др.). Она не получила распространения также из-за усложнений, вызываемых большим числом дренажных насосов на горячей воде.

Схемы с одними смешивающими подогревателями встречаются лишь на некоторых зарубежных электростанциях (США и др.). Их применяют редко из-за большого числа насосов, перекачивающих горячую питательную воду, и необходимости, при отказе от таких насосов, размещать подогреватели на большой высоте, для перетока воды без насосов.

Схема регенеративного подогрева смешанного типа

Практически применяют схемы регенеративного подогрева воды с поверхностными подогревателями высокого давления (ПВД), преимущественно также с поверхностными подогревателями низкого давления (ПНД) и с смешивающим подогревателем [деаэратором (Д)], включенным между ПВД и ПНД. В такой схеме «смешанного» типа дренажи (конденсат греющего пара) отводят различным способом. Из ПВД дренажи отводятся каскадно вплоть до смешивающего подогревателя (Д); из подогревателя наиболее низкого давления, при размещении его в верхней части конденсатора, дренаж сливается также каскадно в линию основного конденсата через смеситель перед конденсатным насосом; из остальных ПНД дренажи сливаются как каскадно, так и посредством дренажных (сливных) насосов.

На рис. 5-4,*д* показана подобная схема упрощенного вида конденсационной электростанции, а именно с одним смешивающим и пятью поверхностными подогревателями — двумя ПВД (обычно их три) и тремя ПНД (обычно их четыре-пять). Охладители пара и дренажа при расчете пока не учитываем.

На примере такой упрощенной, но типичной схемы приведем методику последовательного составления и решения уравнений теплового и материального баланса подогревательной установки.

Отборы пара на подогреватели D_r выражают в долях α_r расхода свежего пара на турбину:

$$D_r=\alpha_r D_0.$$

Расход пара D_0 в конечном счете определяется по уравнению энергетического баланса.

В случае ТЭЦ удобно предварительно выбрать D_0 и определять значения D_r также в зависимости от D_0.

Расход питательной воды через ПВД, если пренебречь пока потерями пара от утечек через неплотности и с продувкой воды парогенераторов (барабанного типа), равен расходу свежего пара: $D_{п.в}=D_0$. Пропуск пара в конденсатор и расход конденсата турбины $D_к$ неизвестны.

Расчет подогревательной установки следует начинать с ПВД. Потерями рассеяния тепла пока пренебрегаем.

Уравнения поверхностных подогревателей составляют по принципу «теплообмена», т. е. тепло, отдаваемое греющим паром, приравнивают теплу, получаемому водой.

Уравнение теплового баланса для П1

$$\alpha_1(i_1-i'_1)=i_{в1}-i_{в2}$$

или $\alpha_1 q_1=\tau_1$, откуда непосредственно определяется

$$\alpha_1=\frac{\tau_1}{q_1}. \qquad (5\text{-}35)$$

Уравнение теплового баланса для П2:

$$\alpha_2(i_2-i'_2)+\alpha_1(i'_1-i'_2)=i_{в2}-i_{п.н}; \qquad (5\text{-}36)$$

в этом уравнении учитывается передача тепла воды не только от греющего пара (первое слагаемое левой части уравнения), но и от дренажа, сливаемого в *П2* из *П1*. В уравнениях теплового баланса *П1* и *П2* i_1 и i_2 — энтальпии пара; $i_{в1}$ и $i_{в2}$ — энтальпии воды; i'_1 и i'_2 — энтальпии дренажей; $i_{п.н}$ — энтальпия воды после питательного насоса, определяемая по формуле, приведенной ранее.

Из уравнения (5-36) определяется доля отбора пара на подогреватель *П2*.

Подогреватель П3. Этот подогреватель — смешивающего типа; уравнение теплового баланса составляется для него по следующему принципу: «тепло, внесенное с потоками входящими, равно теплу, отводимому с выходящим потоком», а именно:

$$\alpha_3 i_3+(\alpha_1+\alpha_2)i'_2+(1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3)i_{в4}=i_{в3}; \qquad (5\text{-}37)$$

здесь поток воды, входящий в подогреватель,

$$\alpha_{в4}=1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3. \qquad (5\text{-}37а)$$

Уравнение (5-37а) представляет собой материальный баланс смешивающего подогревателя (деаэратора).

Величины $i_{в3}$ и $i_{в4}$ — энтальпии воды на выходе из *П3* и на входе в него, причем $i_{в3}=i'_3$. Из уравнений (5-37) и (5-37а) определяют доли отбора пара α_3 и расхода воды $\alpha_{в4}$.

Уравнение теплового баланса для П4

$$\alpha_4(i_4-i'_4)=\alpha_{в4}(i_{в4}-i_{см1}); \qquad (5\text{-}38)$$

в этом уравнении энтальпия воды на входе в *П4* (на выходе из смесителя *СМ1*) пока неизвестна, поэтому нужно написать уравнения баланса смесителя *СМ1*, подогревателя *П5* и решить их совместно относительно α_4, α_5 и $i_{см1}$, например, следующим образом:

Уравнение теплового баланса для смесителя СМ1

$$(\alpha_{в4}-\alpha_4-\alpha_5)i_{в5}+(\alpha_4+\alpha_5)i'_5=\alpha_{в4}i_{см1}. \qquad (5\text{-}38а)$$

Материальный баланс смесителя СМ1

$$\alpha_{в5}=\alpha_{в4}-\alpha_4-\alpha_5,$$

где $\alpha_{в5}$ — доля расхода воды через *П5*.

Для совместного решения уравнений теплового баланса для *П4* и *СМ1* перепишем уравнение (5-38) в виде

$$\alpha_4(i_4-i'_4)=\alpha_{в4}i_{в4}-\alpha_{в4}i_{см1};$$

подставляя сюда вместо произведения $\alpha_{в4}i_{см1}$ его выражение в виде левой части уравнения теплового баланса для *СМ1*, получим линейное уравнение, связывающее искомые величины α_4 и α_5, а именно:

$$f_1(\alpha_4,\ \alpha_5)=0. \qquad (5\text{-}39)$$

Такой прием исключения произведения двух неизвестных величин $\alpha_{в4}$ и $i_{см1}$ универсален, так как потоки тепла, выходящий из смесителя и входящий в следующий подогреватель, одинаковы и для определения долей отбора пара предварительно исключаются.

Уравнение теплового баланса для П5

$$\alpha_5(i_5-i'_5)+\alpha_4(i'_4-i'_5)=$$
$$=(\alpha_{в4}-\alpha_4-\alpha_5)(i_{в5}-i_{в6}). \qquad (5\text{-}40)$$

Из совместного решения уравнений (5-39) и (5-40) определяют доли отборов на подогреватели *П4* и *П5*, а затем и долю расхода воды $\alpha_{в5}$, энтальпию воды $i_{см1}$ и подогрев в смесителе $\tau_{см1}=i_{см1}-i_{в5}$.

Уравнение теплового баланса для П6

$$\alpha_6(i_6-i'_6)=\alpha_{в6}(i_{в6}-i_{см2})=\alpha_{в6}i_{в6}-\alpha_{в6}i_{см2}; \qquad (5\text{-}41)$$

здесь $\alpha_{в6}=\alpha_{в5}$; $i_{см2}$ — энтальпия воды после смесителя *СМ2* — величина пока неизвестная. Поэтому уравнение (5-41) решают совместно с уравнением теплового баланса *СМ2*:

$$(\alpha_{в5}-\alpha_6)i'_к+\alpha_6 i'_6=\alpha_{в5}i_{см2}. \qquad (5\text{-}41а)$$

Подставляя из этого уравнения выражение $\alpha_{в5}i_{см2}=\alpha_{в6}i_{см2}$ в формулу (5-41), получим уравнение с одним неизвестным α_6; определив величину α_6, найдем также энтальпию воды $i_{см2}$ и подогрев воды в нем $\tau_{см2}=i_{см2}-i'_к$.

Затем определяем из уравнения материального баланса *СМ2* долю расхода конденсата турбины (по балансу воды):

$$\alpha^в_к=\alpha_{в6}-\alpha_6.$$

Она, очевидно, должна быть тождественно равна доле пропуска пара в конденсатор (по балансу пара):

$$\alpha^п_к=1-\sum_1^6\alpha_r.$$

Сравнение значений $\alpha^в_к$ и $\alpha^п_к$ служит контролем правильности общего материального баланса, т. е. определения долей отборов пара и расхода конденсата.

После определения долей отборов пара по электрической мощности $W_э$ турбоагрегата находят часовой расход пара на турбину из уравнения энергетического баланса турбоагрегата:

$$D_0=\frac{D_{к0}}{1-\sum\limits_1^6 y_r\alpha_r}=\beta_r D_{к0}, \qquad (5\text{-}42)$$

где y_r — коэффициенты недовыработки мощности паром отборов, а $D_{к0}$ — условный расход пара на турбину без отборов:

$$D_{к0}=\frac{3600W_э}{H_{кi}\eta_м\eta_г}; \qquad (5\text{-}43)$$

$H_{кi}$ — теплопадение конденсационного («сквозного») потока пара;

$$\beta_r=\frac{1}{1-\sum\limits_1^6 y_r\alpha_r} \qquad (5\text{-}44)$$

— коэффициент увеличения расхода пара из-за регенерации. Далее определяют расход тепла и к. п. д. турбоустановки и энергоблока по приведенным ранее выражениям.

Совершенствование схемы каскадного слива установкой охладителей дренажа

Чтобы уменьшить энергетическую потерю при каскадном самотечном сливе дренажей, на потоке дренажа устанавливают *охладитель*. Охлаждающей средой служит основной конденсат перед входом в данный подогреватель (см. рис. 5-1,*в*). При противоточном выполнении такого охладителя температуру дренажа можно снизить от температуры насыщения греющего пара до температуры несколько выше, чем температура основного конденсата на входе, т. е. энтальпия охлажденного дренажа при этом

$$i^д_r=i^в_{r+1}+\vartheta_{гд}, \qquad (5\text{-}45)$$

где превышение энтальпии охлажденного дренажа над энтальпией воды у входа в данный подогреватель $\vartheta_{гд}$ определяется технико-экономическими расчетами и равно обычно 15—40 кДж/кг (индекс «д» означает дренаж). Очевидно, охлаждение дренажа приводит к меньшему вытеснению греющего пара подогревателя, принимающего этот дренаж, и к снижению энергетической потери.

Одна из особенностей схемы с каскадным сливом всех дренажей заключается в том, что через каждый из подогревателей проходит весь поток основного конденсата (питатель-

ной воды), т. е. для каждого из подогревателей $\alpha^{\text{в}}_r = 1$.

При отводе дренажа из подогревателя в смеситель после подогревателя или перед ним охлаждение дренажа не дает энергетических выгод.

В теоретическом случае предельного охлаждения дренажей, когда $\vartheta_{r\text{д}} = 0$, где $r = 1, \ldots, (z-1)$, и $q_{r\text{д}} = q_r + \vartheta_r - \vartheta_{r\text{д}} = q_r + \vartheta_r$, получаем, что все доли отборов пара α_r, начиная с α_1 и кончая α_z, выражаются для поверхностных подогревателей с каскадным сливом и предельным охлаждением дренажа аналогично долям отборов на смешивающие подогреватели. Поэтому доля пропуска пара в конденсатор $\alpha_\text{к}$ выражается аналогично:

$$\alpha_\text{к} = \prod_{r=1} \frac{q_{r\text{д}}}{q_{r\text{д}} + \tau_{r\text{у}}}. \qquad (5\text{-}46)$$

где $q_{r\text{д}} = q_r + \vartheta_r$ и $\tau_{r\text{у}} = \tau_r + \tau^r_{\text{о.д}}$ для подогревателей от первого до предпоследнего, а для последнего $\tau_{z\text{у}} = \tau_z + \tau_\text{с}$; здесь $\tau_{\text{о.д}}$ — подогрев основного конденсата в охладителе дренажа, а $\tau_\text{с}$ — в смесителе перед последним (нижним) подогревателем.

5-6. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ВОДЫ МЕЖДУ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ ТУРБОУСТАНОВКИ БЕЗ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА

При создании новых турбоустановок необходимо выбрать распределение регенеративного подогрева конденсата турбины между подогревателями. Такое распределение должно соответствовать высокому к. п. д. турбоустановки, близкому к теоретически наибольшему. Теоретически (энергетически) оптимальное распределение подогрева, отвечающее наиболее высокому к. п. д. турбоустановки, можно найти математически, если принять некоторые упрощения и допущения. Задача сводится к аналитическому определению подогрева в отдельных его ступенях, обеспечивающему максимум к. п. д. конденсационной турбоустановки:

$$\eta_i = 1 - \frac{\alpha_\text{к} q_\text{к}}{Q_0}. \qquad (5\text{-}47)$$

При неизменном рабочем процессе пара в турбине $q_\text{к} = i_\text{к} - i'_\text{к}$ — величина постоянная. При отсутствии промежуточного перегрева пара

$$Q_0 = i_0 - i_{\text{п.в}} = i_0 - i'_0 + i'_0 - i_{\text{п.в}} = q_0 + \tau_0, \qquad (5\text{-}48)$$

где $q_0 = i_0 - i'_0$ — тепло образования и перегрева пара; $\tau_0 = i'_0 - i_{\text{п.в}}$ — тепло подогрева воды в парогенераторе до температуры насыщения (кипения).

Если энтальпия питательной воды $i_{\text{п.в}}$ неизвестна и подлежит определению, переменной величиной в выражении к. п. д. η_i является

$$F = \frac{Q_0}{\alpha_\text{к}},$$

изменяющаяся в одном направлении с величиной к. п. д. η_i.

Основной функцией распределения подогрева в выражениях η_i и F является доля пропуска пара в конденсатор $\alpha_\text{к}$. Проведенный выше анализ различных схем регенеративного подогрева воды со смешивающими или поверхностными подогревателями показал, что практически во всех случаях при несущественных допущениях долю пропуска пара в конденсатор можно выразить в виде

$$\alpha_\text{к} = \prod_{r=1}^{r=z} \frac{q_r}{q_r + \tau_r} = \prod_{r=1}^{r=z} \frac{1}{1 + \dfrac{\tau_r}{q_r}}, \qquad (5\text{-}49)$$

где τ_r — подогрев воды; q_r — тепло, выделяемое греющим паром в подогревателе ступени номер r, кДж/кг. Величины τ_r и q_r связаны между собой определенными соотношениями.

Принимаем за основную схему со смешивающими подогревателями (см. рис. 5-1,*б*), для которой $q_r = i_r - i'_r$ и зависит от места отбора пара, его параметров и энтальпии насы-

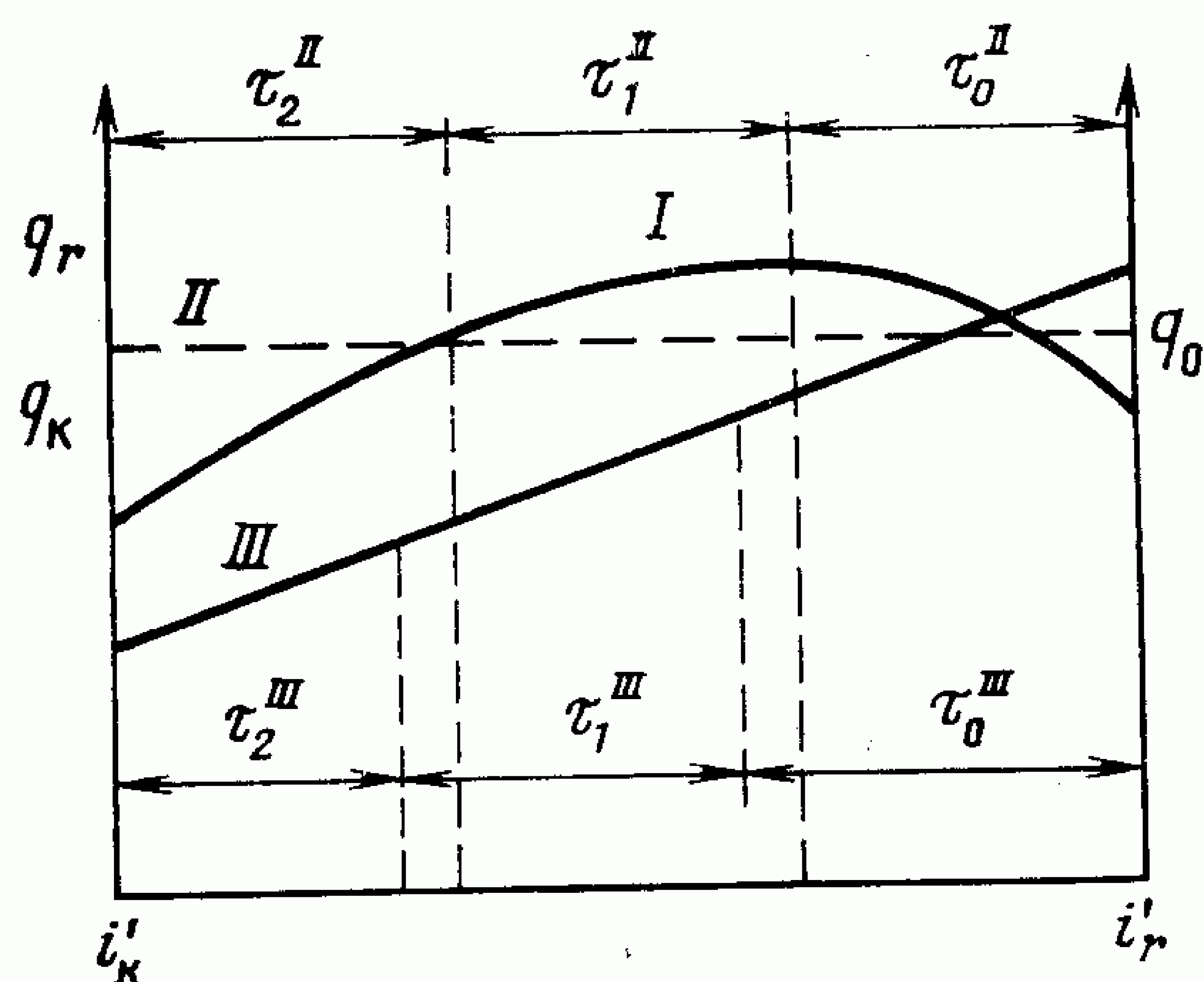


Рис. 5-5. Зависимость количества тепла q_r, выделяемого греющим конденсируемым паром в регенеративных подогревателях, от энтальпии насыщения конденсата этого пара i'_r в турбоустановке без промежуточного перегрева.

I — общий вид зависимости; *II* — случай $q_r = \text{const}$ $(\tau_0^{II} = \tau_1^{II} = \tau_2^{II})$; *III* — q_r изменяется по наклонной прямой линии $\left(\dfrac{\tau_0^{III}}{\tau_1^{III}} = \dfrac{\tau_1^{III}}{\tau_2^{III}} = \dfrac{q_0^{III}}{q_1^{III}} = \dfrac{q_1^{III}}{q_2^{III}} = \dfrac{q_2^{III}}{q_\text{к}^{III}}\right)$.

щения конденсата i'_r. В свою очередь $i'_r = i'_к + \sum_{j=r}^{j=z} \tau_j$, где $i'_к$ — энтальпия конденсата турбины, в частности, $i_{п.в} = i'_к + \sum_{r=1}^{r=z} \tau_r$, где z — общее число ступеней подогрева.

Таким образом, нужно установить вид зависимости величин q_r от принимаемых за независимые переменные величин τ_r $\left(\text{от их суммы } \sum_{j=r}^{j=z} \tau_j\right)$. Зависимость q_r от $\Sigma\tau_r$ имеет вид несимметричной параболы (кривая *I*), которую в ряде случаев приближенно можно заменить прямой линией, что позволяет аналитически решить задачу распределения подогрева воды между ступенями (рис. 5-5).

В простейшем случае эта прямая горизонтальная (кривая *II*), т. е. $q_r = q_0 = \text{const}$, что близко к действительности при начальном давлении пара ниже 30 МПа.

Задачу удобно решать методом условного экстремума Лагранжа, имея в виду условие равенства суммы величин подогрева известной величине $\Delta = i'_0 - i'_к$, а именно $\tau_0 + \sum_{r=1}^{r=z} \tau_r = i'_0 - i'_к = \Delta = \text{const}$.

Из этого условия выводится условная дополнительная функция

$$\varphi = \Delta - \tau_0 - \sum_{r=1}^{r=z} \tau_r = 0. \qquad (5\text{-}50)$$

С учетом дополнительной функции φ экстремальная функция Лагранжа имеет вид:

$$\Phi = F + \lambda\varphi; \qquad (5\text{-}51)$$

при этом

$$F = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=z} \frac{q_r + \tau_r}{q_r} = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r}\right), \qquad (5\text{-}52)$$

а λ — неопределенный множитель, исключаемый в дальнейшем.

При сделанном предположении постоянства величин $q_r = q_0 = \text{const}$ частные производные функции Φ по величинам $\tau_0, \tau_1, \ldots, \tau_z$ имеют вид:

$$\frac{\partial\Phi}{\partial\tau_0} = \prod_{r=1}^{r=z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r}\right) - \lambda = 0;$$

$$\frac{\partial\Phi}{\partial\tau_1} = (q_0 + \tau_0) \frac{1}{q_1} \prod_{r=2}^{r=z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r}\right) - \lambda = 0;$$

$$\frac{\partial\Phi}{\partial\tau_2} = (q_0 + \tau_0)\left(1 + \frac{\tau_1}{q_1}\right) \frac{1}{q_2} \times \prod_{r=3}^{r=z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r}\right) - \lambda = 0;$$

. . . .

$$\frac{\partial\Phi}{\partial\tau_{z-1}} = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=z-2} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r}\right) \times \frac{1}{q_{z-1}} \left(1 + \frac{\tau_z}{q_z}\right) - \lambda = 0;$$

$$\frac{\partial\Phi}{\partial\tau_z} = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=z-1} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r}\right) \frac{1}{q_z} - \lambda = 0.$$

Решая последовательно попарно данные уравнения, получим:

из первых двух

$$1 + \frac{\tau_1}{q_1} = \frac{q_0 + \tau_0}{q_1}; \quad q_1 + \tau_1 = q_0 + \tau_0,$$

или $\tau_1 = \tau_0$, так как принято, что $q_1 = q_0$;

из второго и третьего уравнений

$$\frac{1}{q_1}\left(1 + \frac{\tau_2}{q_2}\right) = \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1}\right) \frac{1}{q_2};$$

$$q_2 + \tau_2 = q_1 + \tau_1,$$

или $\tau_2 = \tau_1$, так как принято, что $q_2 = q_1$; из двух последних уравнений

$$\frac{1}{q_{z-1}}\left(1 + \frac{\tau_z}{q_z}\right) = \left(1 + \frac{\tau_{z-1}}{q_{z-1}}\right) \frac{1}{q_z};$$

$$q_z + \tau_z = q_{z-1} + \tau_{z-1}$$

или $\tau_z = \tau_{z-1}$, так как принято, что $q_z = q_{z-1}$.

Выведенные равенства объединяются в одно соотношение

$$\tau_0 = \tau_1 = \tau_2 = \ldots = \tau_{z-1} = \tau_z, \qquad (5\text{-}53)$$

выражающее собой правило равного (или равномерного) распределения подогрева между ступенями. Этим правилом мы уже пользовались ранее в этой главе.

В случае прямолинейной зависимости величин q_r от $\sum_{j=z}^{j=r} \tau_j$ с коэффициентом наклона прямой

$$k_r = \frac{q_0 - q_к}{\Delta}, \text{ где } \Delta = i'_0 - i'_к = \sum_{0}^{z} \tau_j$$

(см. рис. 5-5), получим соотношения вида

$$q_r = q_к + k_r \sum_{j=z}^{j=r} \tau_j;$$

в частности,

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= q_к + k_r \sum_{j=z}^{j=1} \tau_j; \\ q_2 &= q_к + k_r \sum_{j=z}^{j=2} \tau_j; \\ &\dots\dots\dots\dots \\ q_{z-1} &= q_к + k_r \sum_{j=z}^{j=z-1} \tau_j; \\ q_z &= q_к + k_i \tau_z. \end{aligned} \right\} \quad (5\text{-}54)$$

Кроме того, из выражений для q_1, q_2, q_3 и т. д. следует:

$$\left. \begin{aligned} &q_1 = q_2 + k_r \tau_1, \text{ или } q_2 = q_1 - k_r \tau_1; \\ &\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ &q_{z-1} = q_z + k_r \tau_{z-1}, \text{ или } q_z = q_{z-1} - k_r \tau_{z-1}. \end{aligned} \right\} \quad (5\text{-}55)$$

Определяем производные функции Ф по переменным τ_0, τ_1, τ_2, ..., τ_z, преобразуем их с учетом соотношений (5-54) и (5-55) и приравниваем нулю.

Из первых двух уравнений полученной системы с учетом равенства $q_1 - k_r\tau_1 = q_2$ получим:

$$\frac{q_1 + \tau_1}{q_1} = (q_0 + \tau_0) \frac{q_2}{q^2{}_1}$$

или

$$q_0 + \tau_0 = (q_1 + \tau_1) \frac{q_1}{q_2}. \quad (5\text{-}56)$$

Из второго и третьего уравнений с учетом равенства $q_2 - k_r\tau_2 = q_3$

$$q_1 + \tau_1 = (q_2 + \tau_2) \frac{q_2}{q_3}. \quad (5\text{-}57)$$

Из последних двух уравнений с учетом равенств $q_{z-1} - k_r\tau_{z-1} = q_z$ и $q_z - k_r\tau_z = q_к$

$$q_{z-1} + \tau_{z-1} = (q_z + \tau_z) \frac{q_z}{q_к}. \quad (5\text{-}58)$$

В общем виде

$$q_{r-1} + \tau_{r-1} = (q_r + \tau_r) \frac{q_r}{q_{r+1}}. \quad (5\text{-}59)$$

Полученные соотношения между значениями подогрева τ_0, τ_1, τ_2, ..., τ_{z-1}, τ_z можно объединить в следующую систему:

$$q_0 + \tau_0 = (q_1 + \tau_1) \frac{q_1}{q_2} = (q_2 + \tau_2) \frac{q_1}{q_3} = \dots$$

$$\dots = (q_{z-1} + \tau_{z-1}) \frac{q_1}{q_z} = (q_z + \tau_z) \frac{q_1}{q_к} \quad (5\text{-}60)$$

или в общем виде также

$$(q_r + \tau_r) \frac{q_1}{q_{r+1}} = \text{const}. \quad (5\text{-}61)$$

Можно показать, что полученные равенства (5-60) или (5-61) означают геометрическую прогрессию величин q_r, а именно:

$$\frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = \dots = \frac{q_{z-1}}{q_z} = \frac{q_z}{q_к} = m. \quad (5\text{-}62)$$

Геометрическая прогрессия величин q_r с коэффициентом m означает вместе с тем геометрическую прогрессию величин τ_r с тем же коэффициентом:

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = m. \quad (5\text{-}63)$$

Таким образом, можно записать полученный результат в виде объединенного уравнения

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \dots = \frac{q_z}{q_к} = m. \quad (5\text{-}64)$$

Если температура и энтальпия питательной воды определены технико-экономическим расчетом, то величины τ_0 и q_1 известны; в геометрической прогрессии (5-64) отпадают отношения τ_0/τ_1 и q_0/q_1 и она принимает вид:

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = \dots = \frac{q_z}{q_к} = m. \quad (5\text{-}65)$$

Прямолинейное протекание величин q_r с коэффициентом наклона $k_r \neq 0$ характерно для рабочего процесса пара в турбинах после промежуточного перегрева.

5-7. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОДЫ И ЕГО РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ ПРИ ПРОМЕЖУТОЧНОМ ПЕРЕГРЕВЕ ПАРА

Регенеративный подогрев воды при промежуточном перегреве пара

Применение регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара имеет свои особенности (рис. 5-6).

Первая особенность состоит в том, что пар, отбираемый из турбины после промежуточного перегрева, имеет более высокий перегрев, чем пар такого же давления в турбине с теми же начальными параметрами, но без промежуточного перегрева. Использование более перегретого пара для подогрева воды менее выгодно, так как возрастает разность температур пара и воды и необратимость теплообмена между паром и водой в подогревателе, отбор более горячего пара на подогрев

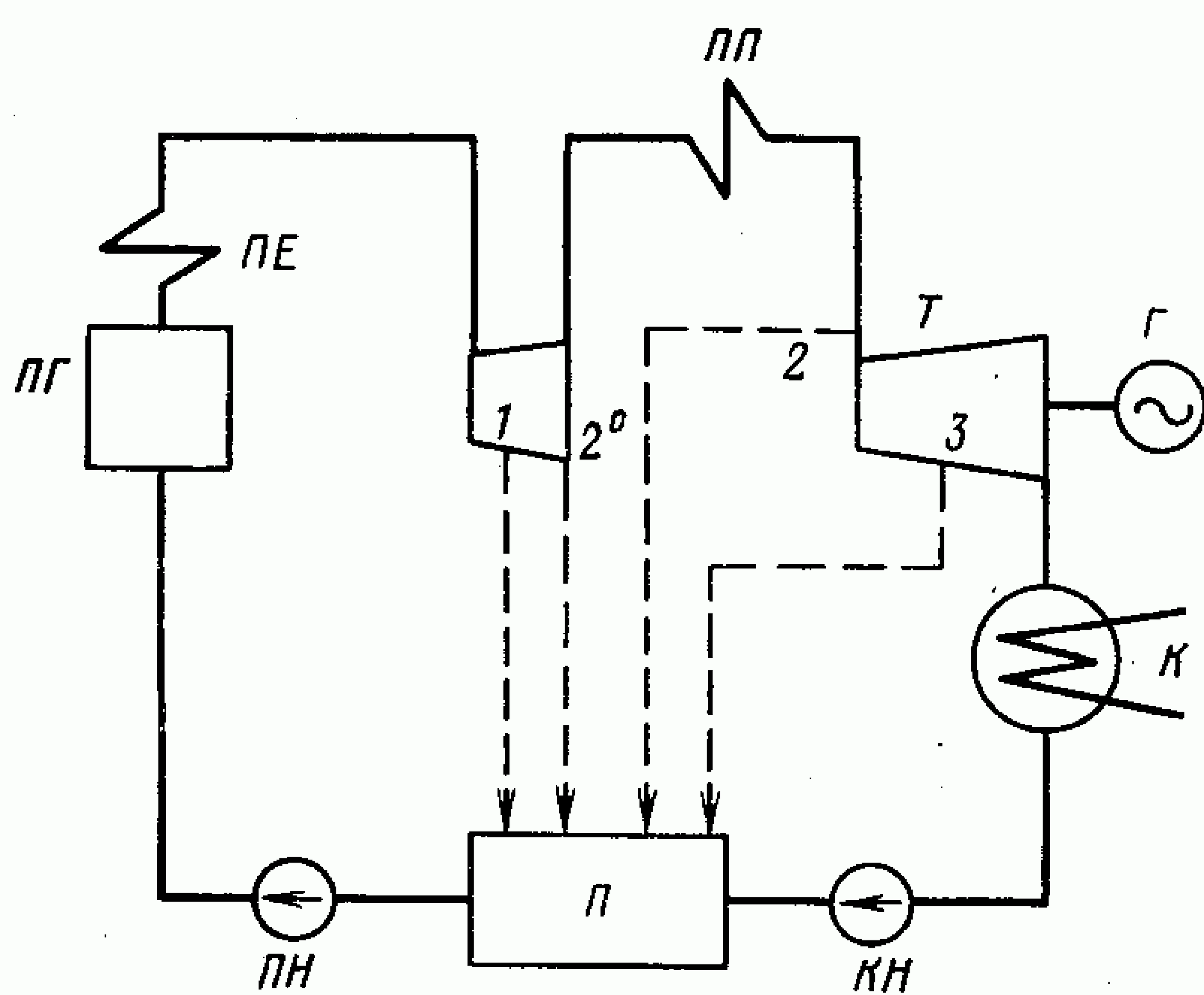


Рис. 5-6. Схема одноступенчатого регенеративного подогрева воды в смешивающем подогревателе при однократном промежуточном перегреве пара.

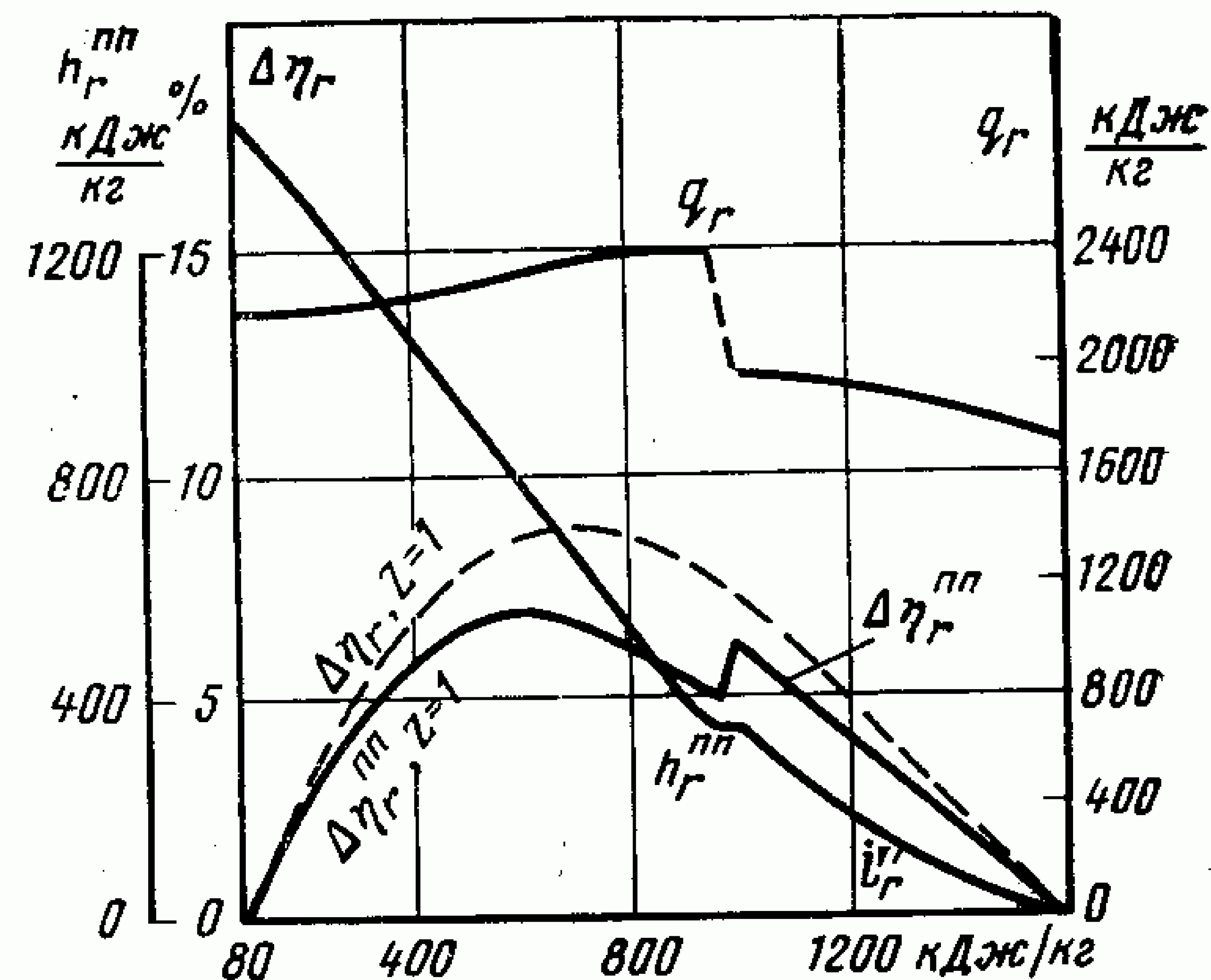


Рис. 5-7. Относительное повышение к. п. д. турбоустановки с однократным промежуточным перегревом пара $\Delta\eta_r^{пп}$ и без него $\Delta\eta_r$, благодаря одноступенчатому регенеративному подогреву, в зависимости от энтальпии подогрева воды i'_r.

воды уменьшается, увеличиваются доля пропуска воды в конденсатор и потеря тепла в нем.

Относительное повышение к. п. д. турбоустановки $\Delta\eta_r^{пп}$ благодаря регенерации при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, почти во всем интервале возможного подогрева воды (рис. 5-7). Это вытекает, в частности, из выражения $\Delta\eta_r$, имеющего вид [см. формулу (5-27)]:

$$\Delta\eta_r = \frac{1-\eta_к}{\dfrac{1}{A_r}+\eta_к};$$

здесь энергетический коэффициент $A_r = \dfrac{\Sigma\alpha_r h_r}{\alpha_к H_к}$.

В области до промежуточного перегрева α_r, $\alpha_к$ и h_r не изменяются из-за промперегрева, но $H_к$ возрастает и A_r уменьшается, вместе с тем $\eta_к$ возрастает. Поэтому при отборах до промперегрева $\Delta\eta_r$ уменьшается. Тем более $\Delta\eta_r$ уменьшается при использовании на подогрев воды «горячего» пара после промежуточного его перегрева.

Вторая особенность относится к отбору пара с давлением промежуточного перегрева. При отборе «холодного» пара (до промежуточного перегрева) $\Delta\eta_r$ ощутимо больше, чем при отборе с этим давлением «горячего» пара; при этом давлении и соответствующей энтальпии подогрева воды происходит скачок в изменении $\Delta\eta_r$ (см. рис. 5-7). Отсюда следует, что при этом давлении пар для регенерации нужно брать до промежуточного перегрева, но не сразу после него.

Третья особенность заключается в том, что по мере снижения давления греющего пара после промежуточного перегрева $\Delta\eta_r$ возрастает до некоторого максимума, после чего снижается. При этом оптимальная температура (и энтальпия) подогрева воды, соответствующая максимуму $\Delta\eta_r$, ниже, чем для турбоустановки без промежуточного перегрева пара. Оптимум подогрева воды смещается в сторону более низких температур по сравнению с установкой без промежуточного перегрева пара.

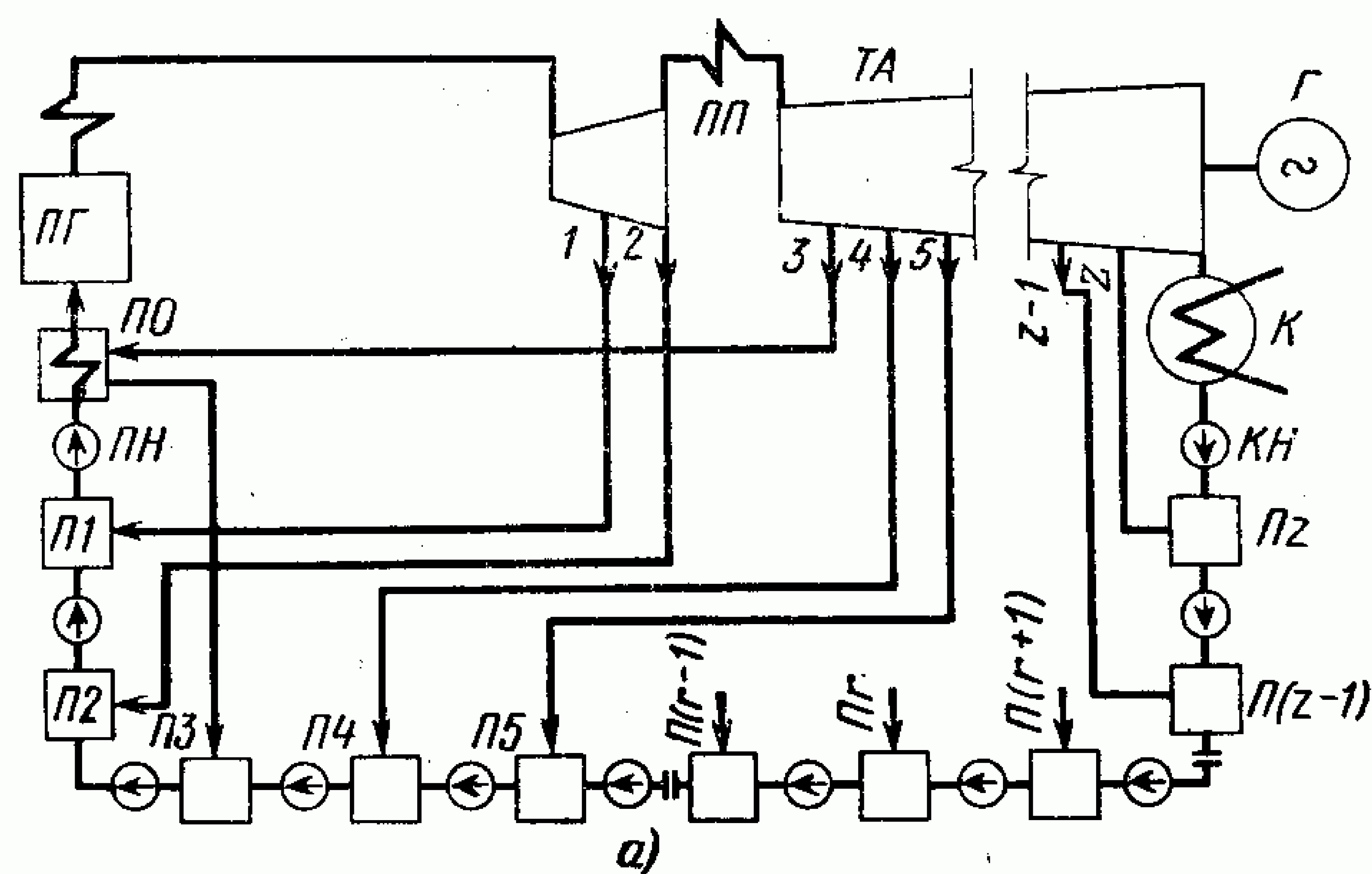
Нужно отметить еще то обстоятельство, что при низких давлениях отбираемого пара регенерация при промежуточном перегреве пара становится более выгодной, чем без промежуточного перегрева, благодаря относительному повышению теплопадения отбираемого пара h_r и, вследствие этого, энергетического коэффициента A_r в формуле (5-27). Указанное иллюстрируется рис. 5-7, из которого видно, что кривая $\Delta\eta_r^{пп}$ при промежуточном перегреве проходит ниже кривой $\Delta\eta_r$ без промежуточного перегрева, за исключением относительно небольшого интервала подогрева при низких температурах.

При давлении промежуточного перегрева происходит скачок в изменении $\Delta\eta_r^{пп}$.

Распределение регенеративного подогрева воды при однократном промежуточном перегреве пара

Указанные выше особенности применения регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара оказывают заметное влияние на распределение подогрева между ступенями.

При многоступенчатом подогреве обязательно используется, как весьма эффектив-



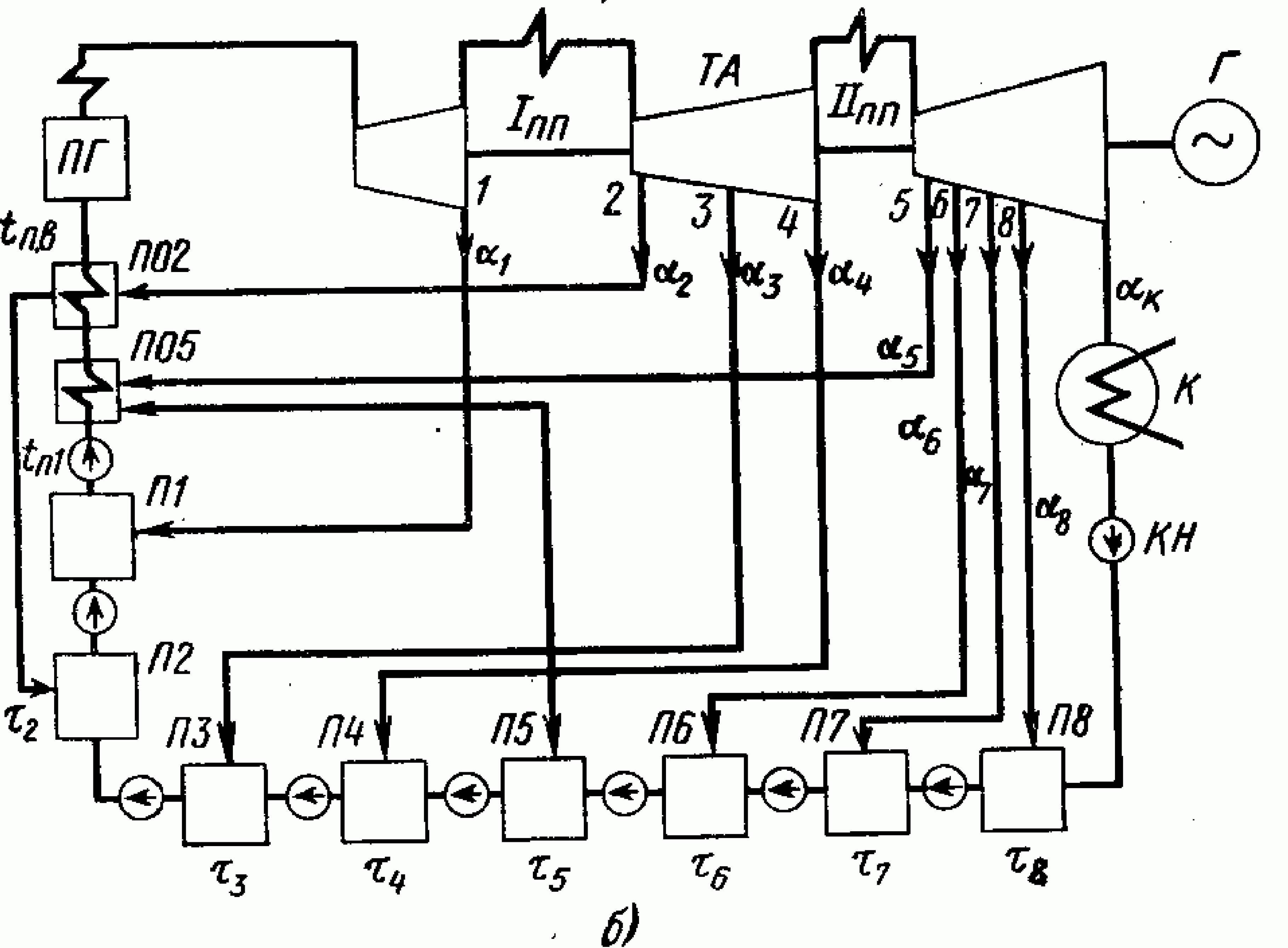


Рис. 5-8. Схемы многоступенчатого регенеративного подогрева воды в смешивающих подогревателях при однократном (*а*) и двухкратном (*б*) промежуточном перегреве пара.

ный, отбор «холодного» пара непосредственно перед промежуточным перегревом пара.

Рассмотрим схему со смешивающими подогревателями, с верхним отбором пара давлением выше давления промежуточного перегрева, со вторым отбором при давлении промежуточного перегрева и с остальными отборами при давлении ниже давления промежуточного перегрева (рис. 5-8,*а*).

По-прежнему к. п. д. турбоустановки выражается формулой

$$\eta_i = 1 - \frac{\alpha_к q_к}{Q_0},$$

в которой расход тепла на 1 кг свежего пара

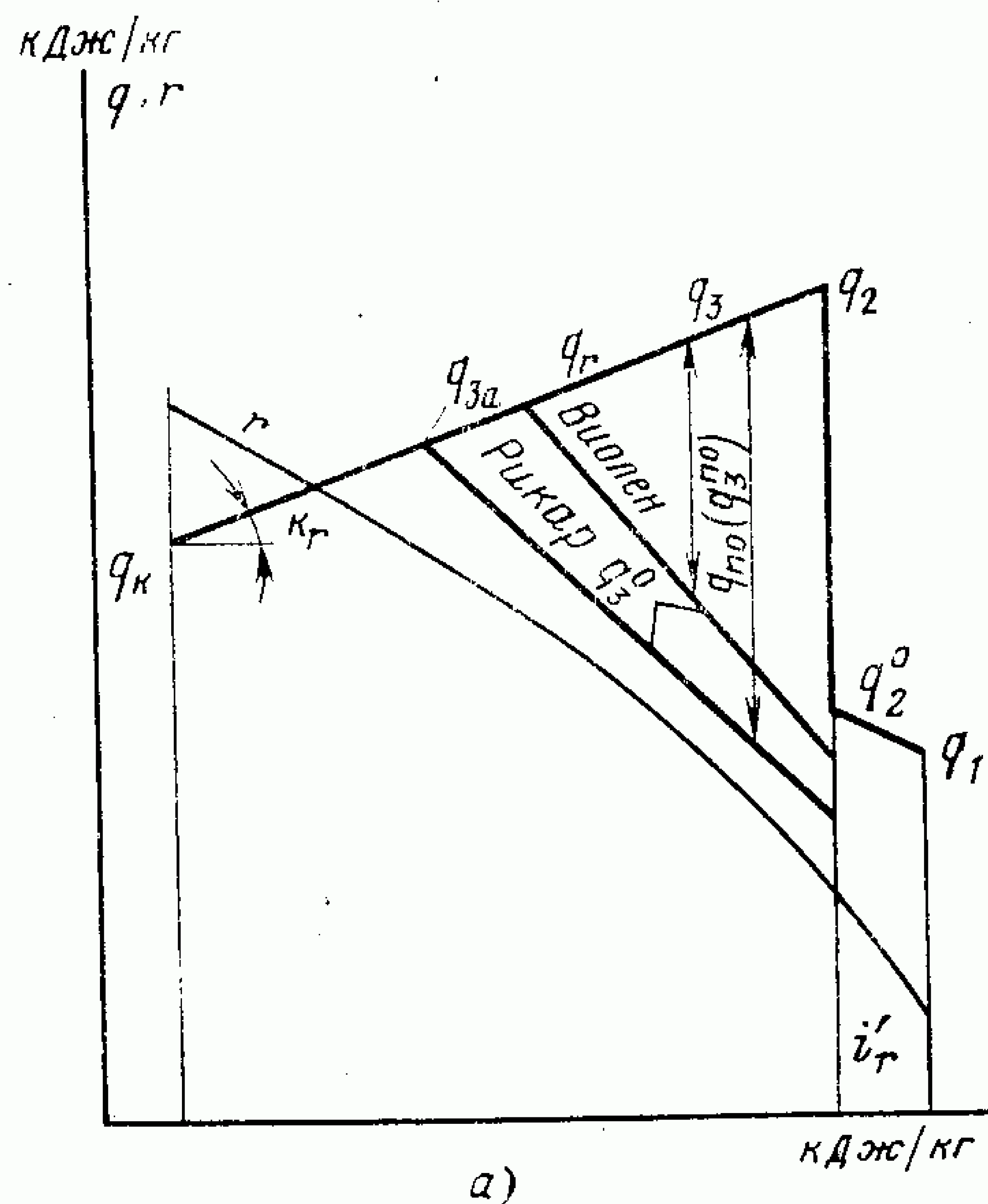
$$Q_0 = i_0 - i_{п.в} + \alpha_{пп} q_{пп},$$

где $i_0 - i_{п.в} = q_0 + \tau_0$; $\alpha_{пп} = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$; $q_{пп} = i_2 - i^0_2$.

Зависимость q_r от энтальпии конденсата пара при насыщении i'_r показана на рис. 5-9,*а*, из которого видна практически прямолинейная зависимость величин q_r от i'_r как до промежуточного перегрева, так и после него, с разными угловыми коэффициентами k_r. Потерей давления при промежуточном перегреве в данном выводе пренебрегаем. Величина q_2 при давлении промежуточного перегрева, которое считаем заданным, изменяется скачком от q^0_2 до q_2; разность этих величин равна теплу промежуточного перегрева пара $q_{пп} = q_2 - q^0_2$.

Выражения долей отбора пара сохраняют обычный вид, как и доли пропуска пара в конденсатор:

$$\alpha_к = \prod_{r=1}^{r=z} \frac{q_r}{q_r + \tau_r}.$$



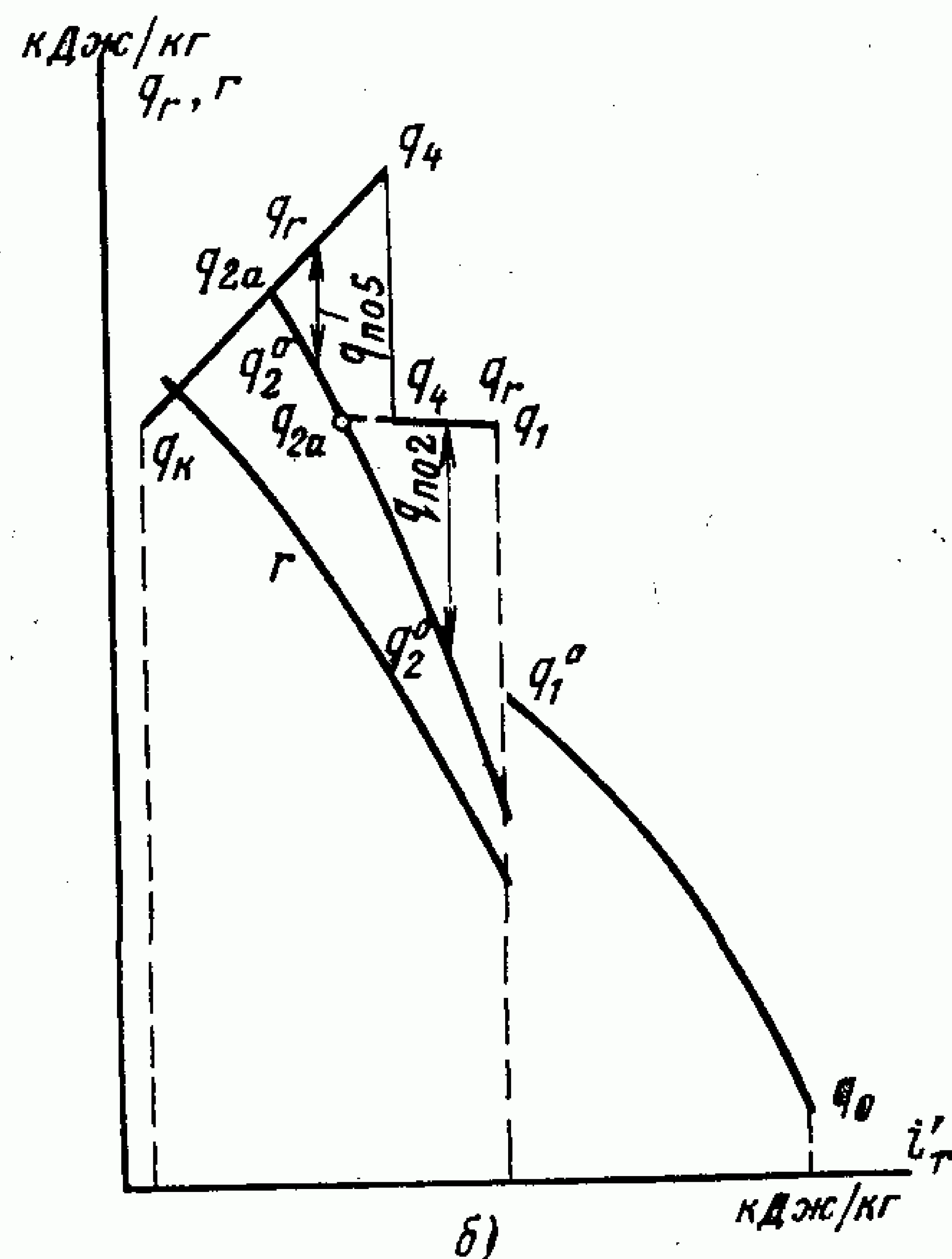


Рис. 5-9. Зависимость количества тепла q_r, выделяемого в подогревателях конденсируемым паром регенеративных отборов при однократном (*а*) и двукратном (*б*) промежуточном перегреве.

В качестве переменной функции принимаем:

$$F=\frac{Q_0}{\alpha_к}=(q_0+\tau_0+\alpha_{пп}\,q_{пп})\prod_{r=1}^{r=z}\frac{q_r+\tau_r}{q_r},$$

где доля пара промежуточного перегрева

$$\alpha_{пп}=\prod_{r=1}^{r=2}\frac{q_r}{q_r+\tau_r}.$$

Таким образом, при общем числе z ступеней подогрева

$$F=\left[(q_0+\tau_0)\prod_{r=1}^{r=2}\frac{q_r+\tau_r}{q_r}+q_{пп}\right]\times$$
$$\times\prod_{r=3}^{r=z}\frac{q_r+\tau_r}{q_r}. \qquad (5\text{-}66)$$

Дополнительные условия заключаются в заданных значениях подогрева воды на двух участках; от энтальпии конденсата турбины $i'_к$ до энтальпии конденсата при давлении промежуточного перегрева $i'_{пп}$, а именно

$$\Delta_2=i'_{пп}-i'_к=\sum_{j=z}^{j=2}\tau_r;$$

и от энтальпии $i'_{пп}$ до энтальпии насыщения конденсата свежего пара i'_0, т. е.

$$\Delta_1=i'_0-i'_{пп}=\sum_{j=1}^{j=0}\tau_j.$$

Дополнительными функциями служат, следовательно,

$$\varphi_1=\Delta_1-\tau_0-\tau_1=0, \qquad (5\text{-}67)$$

где τ_0 — подогрев до насыщения (точки фазового перехода) воды в парогенераторе; τ_1 — подогрев в первой верхней ступени регенерации;

$$\varphi_2=\Delta_2-\tau_2-\tau_3-\ \ldots\ -\tau_z=0. \qquad (5\text{-}68)$$

Экстремальная функция Лагранжа

$$\Phi=F+\lambda_1\varphi_1+\lambda_2\varphi_2, \qquad (5\text{-}69)$$

где F, φ_1 и φ_2 определяются уравнениями (5-66) — (5-68), а λ_1 и λ_2 — неопределенные множители, исключаемые в дальнейшем.

Величины q_r и τ_r связаны между собой соотношениями

$$q_1=q^0{}_2-k_1\tau_1; \qquad (5\text{-}70)$$

$$q_r=q_к+k_2\sum_{j=z}^{j=r}\tau_j, \qquad (5\text{-}71)$$

где k_1 и k_2 — угловые коэффициенты для каждого из интервалов подогрева Δ_1 и Δ_2.

Приравнивая нулю производные Φ по τ_0 и τ_1 и решая совместно эти два уравнения, получаем:

$$q_0+\tau_0=(q_1+\tau_1)\frac{q_1}{q^0{}_2}. \qquad (5\text{-}72)$$

Полученное уравнение равносильно, как следует из предыдущего, геометрической прогрессии величин τ_0, τ_1, q_0, q_1 и $q^0{}_2$, а именно:

$$\frac{\tau_0}{\tau_1}=\frac{q_0}{q_1}=\frac{q_1}{q^0{}_2}=m_1. \qquad (5\text{-}73)$$

Производные функции Φ по τ_2 и τ_3 также приравниваем нулю; из совместного решения этух двух уравнений получим соотношение между τ_2 и τ_3 в виде

$$\tau_2+q^0{}_2\left[1+\frac{q_{пп}q_1}{(q_0+\tau_0)(q_1+\tau_1)}\right]=$$
$$=(\tau_3+q_3)\frac{q_3}{q_4}. \qquad (5\text{-}74)$$

Так как $q^0{}_2=q_2-q_{пп}$, то также

$$\tau_2+q_2-q_{пп}\left[1-\frac{q_1q^0{}_2}{(q_0+\tau_0)(q_1+\tau_1)}\right]=$$
$$=(\tau_3+q_3)\frac{q_3}{q_4}. \qquad (5\text{-}75)$$

Из этого соотношения можно заключить, что подогрев менее перегретым паром τ_2 должен быть больше, чем подогрев относительно более перегретым паром τ_3, т. е. $\tau_2>\tau_3$, что подтверждается расчетами.

Соотношение $\tau_2/\tau_3=\beta_{2,3}$ в зависимости от параметров процесса находится в пределах 1,3—2,0, в среднем 1,5—1,8. Следует отметить, что соотношение $\tau_2/\tau_3=\beta_{2,3}$ зависит, в частности, от параметров q_0, q_1, $q^0{}_2$, $q_{пп}$, τ_0 и τ_1. Если промежуточный перегрев отсутствует, т. е. $q_{пп}=0$, то $q^0{}_2=q_2$ и уравнения (5-74) или (5-75) принимают вид:

$$\tau_2+q_2=(\tau_3+q_3)\frac{q_3}{q_4},$$

что равносильно геометрической прогрессии

$$\frac{\tau_2}{\tau_3}=\frac{q_2}{q_3}=\frac{q_3}{q_4},$$

характерной при отсутствии промежуточного перегрева и прямолинейной зависимости

$$q_r=q_к+k_r\sum_{j=r}^{j=z}\tau_j.$$

Приравнивая нулю производную Φ по τ_4 и сравнивая между собой производные Φ по τ_3 и τ_4, с учетом равенств $q_4-k_2\tau_4=q_5$ и $q_4+k_2\tau_3=q_3$ получаем:

$$\tau_3+q_3=(\tau_4+q_4)\frac{q_4}{q_5}, \qquad (5\text{-}76)$$

что равносильно геометрической прогрессии

$$\frac{\tau_3}{\tau_4}=\frac{q_3}{q_4}=\frac{q_4}{q_5}=m_2.$$

Аналогично получаем:

$$q_4+\tau_4=(q_5+\tau_5)\frac{q_5}{q_6} \qquad (5\text{-}77)$$

или

$$\frac{\tau_4}{\tau_5}=\frac{q_4}{q_6}=\frac{q_5}{q_6}=m_2.$$

Эту закономерность получим для всех нижележащих ступеней подогрева номера 6, 7, ..., z. Таким образом, от ступени с подогревом воды τ_3 паром после промежуточного перегрева имеем:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4}=\frac{\tau_4}{\tau_5}=\frac{\tau_5}{\tau_6}=\cdots=\frac{\tau_{z-1}}{\tau_z}=\frac{q_3}{q_4}=$$

$$=\frac{q_4}{q_5}=\cdots=\frac{q_z}{q_\text{к}}=m_2. \qquad (5\text{-}78)$$

Полученные равенства (5-74), (5-76) и последующие аналогичные можно объединить в одно общее уравнение:

$$\tau_2+q^\circ{}_2\left[1+\frac{q_\text{пп}q_1}{(q_0+\tau_0)(q_1+\tau_1)}\right]=$$

$$=(\tau_3+q_3)\frac{q_3}{q_4}=(\tau_4+q_4)\frac{q_3}{q_5}=\cdots$$

$$\cdots=(\tau_z+q_z)\frac{q_3}{q_\text{к}}. \qquad (5\text{-}79)$$

Уравнения (5-74) и (5-78) решают последовательным приближением. Задаются показателем прогрессии m_2, равным обычно 1,01—1,03, и по уравнению (5-78) определяют величины q_z, ..., q_3, τ_z, ..., τ_3, затем определяют $\tau_2=\Delta_2-\sum\limits_3^z\tau_r$ и проверяют, удовлетворяют ли эти значения τ_2, τ_3, q_3 и q_4 значениям, полученным по формуле (5-74). Если уравнение (5-74) не превращается в тождество, то варьируют m_2 до тех пор, пока условие (5-74) не будет выполнено. Для этого обычно требуется 2—3 приближения.

Предварительно должны быть определены в соответствии с формулой (5-73) величины τ_0, τ_1 и q_1.

Если температура и энтальпия питательной воды уже приняты на основании технико-экономического расчета, то используют выбранные значения τ_0, τ_1 и q_1.

Распределение регенеративного подогрева воды при двукратном промежуточном перегреве пара

Рассмотрим схему регенеративного подогрева воды при двукратном промежуточном перегреве пара. Первый (верхний) промежуточный перегрев совпадает с первым (верхним) регенеративным отбором; второй (нижний) промежуточный перегрев пара — с четвертым регенеративным отбором (рис. 5-8,*б*); к. п. д. турбоустановки

$$\eta_i=1-\frac{\alpha_\text{к}q_\text{к}}{Q_0},$$

где

$$Q_0=q_0+\tau_0+\alpha_\text{пп}^\text{I}q_\text{пп}^\text{I}+\alpha_\text{пп}^\text{II}q_\text{пп}^\text{II}; \qquad (5\text{-}80)$$

доля пропуска пара в конденсатор

$$\alpha_\text{к}=\prod_{r=1}^{r=z}\frac{q_r}{q_r+\tau_r};$$

доли пропуска пара через промежуточные перегреватели равны:

$$\left.\begin{aligned}\alpha_\text{пп}^\text{I}&=1-\alpha_1=\frac{q^\circ{}_1}{q^\circ{}_1+\tau_1},\\ \alpha_\text{пп}^\text{II}&=1-\sum_{r=1}^{r=4}\alpha_r=\prod_{r=1}^{r=4}\frac{q_r}{q_r+\tau_r}.\end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}81)$$

Расход тепла на промежуточный перегрев пара (рис. 5-9,*б*)

$$q_\text{пп}^\text{I}=i_1-i^\circ{}_1=q_1-q^0{}_1 \text{ и } q_\text{пп}^\text{II}=i_4-i^\circ{}_4=q_4-q^0{}_4.$$

Величины q_r зависят от регенеративного подогрева воды τ_r следующим образом:

$$\left.\begin{aligned}q_2&=q^\circ{}_4+k_1(\tau_3+\tau_2);\\ q_3&=q^\circ{}_4+k_1\tau_3;\\ q_5&=q_\text{к}+k_2\sum_{r=5}^{r=z}\tau_r;\\ q_6&=q_\text{к}+k_2\sum_{r=6}^{r=z}\tau_r;\\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\\ q_z&=q_\text{к}+k_2\tau_z.\end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}82)$$

Величины q_0, $q^0{}_1$, q_1, $q^0{}_4$, q_4, $q_\text{к}$, τ_0 — постоянные. Угловые коэффициенты $k_1\gtrless 0$ и $k_2>0$. Весь подогрев воды разделяется на два интервала:

$$\Delta_1=\tau_1+\tau_2+\tau_3 \text{ и } \Delta_2=\sum_{r=4}^{r=z}\tau_r,$$

откуда вспомогательные функции

$$\varphi_1=\Delta_1-\sum_{r=1}^{r=3}\tau_r=0 \text{ и } \varphi_2=\Delta_2-\sum_{r=4}^{r=z}\tau_r=0. \qquad (5\text{-}83)$$

Экстремальная функция имеет вид:

$$\Phi=F+\lambda_1\varphi_1+\lambda_2\varphi_2, \qquad (5\text{-}84)$$

где

$$F=Q_0\prod_{r=1}^{r=z}\frac{q_r+\tau_r}{q_r}=$$

$$=(q_0+\tau_0+\alpha_{\text{пп}}^{\text{I}}q_{\text{пп}}^{\text{I}}+\alpha_{\text{пп}}^{\text{II}}q_{\text{пп}}^{\text{II}})\prod_{r=1}^{r=z}\frac{q_r+\tau_r}{q_r}$$

или

$$F=\left[(q_0+\tau_0)\prod_{r=1}^{r=4}\frac{q_r+\tau_r}{q_r}+\right.$$

$$\left.+q_{\text{пп}}^{\text{I}}\prod_{r=2}^{r=4}\frac{q_r+\tau_r}{q_r}+q_{\text{пп}}^{\text{II}}\right]\prod_{r=5}^{r=z}\frac{q_r+\tau_r}{q_r};\qquad(5\text{-}85)$$

λ_1 и λ_2 — неопределенные множители, исключаемые в дальнейшем. Производные Φ по τ_1 и τ_2 приравниваем нулю и, решая совместно эти два уравнения с учетом $q_2-k_1\tau_2=q_3$, получаем:

$$\tau_1+q^0{}_1\left(1+\frac{q_{\text{пп}}^{\text{I}}}{q_0+\tau_0}\right)=(\tau_2+q_2)\frac{q_2}{q_3}.\qquad(5\text{-}86)$$

Отметим, что наличие второго промежуточного перегрева не влияет на вид зависимости τ_1 и τ_2. При отсутствии первого промежуточного перегрева $q^{\text{I}}_{\text{пп}}=0$ и $q^0{}_1=q_1$ получаем выражение, равносильное геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_1}{\tau_2}=\frac{q_1}{q_2}=\frac{q_2}{q_3}.$$

Производную Φ по τ_3 приравниваем нулю; из уравнений $\partial\Phi/\partial\tau_2=0$ и $\partial\Phi/\partial\tau_3=0$ с учетом $q_3-k_1\tau_3=q^0{}_4$ получаем:

$$q_2+\tau_2=(q_3+\tau_3)\frac{q_3}{q^0{}_4};\qquad(5\text{-}87)$$

это можно выразить также геометрической прогрессией

$$\frac{\tau_2}{\tau_3}=\frac{q_2}{q_3}=\frac{q_3}{q^0{}_4}.\qquad(5\text{-}88)$$

Уравнения (5-86) и (5-87) объединяются в одно уравнение вида

$$\tau_1+q^0{}_1\left(1+\frac{q_{\text{пп}}^{\text{I}}}{q_0+\tau_0}\right)=$$

$$=(\tau_2+q_2)\frac{q_2}{q_3}=(\tau_3+q_3)\frac{q_2}{q^0{}_4}.\qquad(5\text{-}89)$$

Имея в виду, что $q^0{}_1=q_1-q^{\text{I}}_{\text{пп}}$, уравнение (5-86) можно привести к виду

$$\tau_1+q_1-q_{\text{пп}}^{\text{I}}\left(1-\frac{q^0{}_1}{q_0+\tau_0}\right)=(\tau_2+q_2)\frac{q_2}{q_3},$$

откуда следует, что $\tau_1>\tau_2$, что и следовало ожидать.

Приравнивая нулю производные Φ по τ_4 и τ_5 и решая эти два уравнения, с учетом равенства $q_5-k_2\tau_5=q_6$ получим:

$$\tau_4+q^0{}_4\left\{1+\frac{q_{\text{пп}}^{\text{II}}q^0{}_1q_2q_3}{[(q_0+\tau_0)(q^0{}_1+\tau_1)+q_{\text{пп}}^{\text{I}}q^0{}_1]\times(q_2+\tau_2)(q_3+\tau_3)}\right\}=$$

$$=(\tau_5+q_5)\frac{q_5}{q_6}.\qquad(5\text{-}90)$$

Имея в виду, что $q^0{}_4=q_4-q_{\text{пп}}^{\text{II}}$, напишем также:

$$\tau_4+q_4-q_{\text{пп}}^{\text{II}}\times$$

$$\times\left\{1-\frac{q^0{}_1q_2q_3q^0{}_4}{[(q_0+\tau_0)(q^0{}_1+\tau_1)+q_{\text{пп}}^{\text{I}}q^0{}_1](q_2+\tau_2)(q_3+\tau_3)}\right\}=$$

$$=(\tau_5+q_5)\frac{q_5}{q_6}.\qquad(5\text{-}91)$$

Отмечаем, что соотношение между τ_4 и τ_5 зависит от значений предыдущих параметров от свежего пара и до третьего отбора. Из последней формулы следует также, что $\tau_4>\tau_5$, как и следовало ожидать.

Производную Φ по τ_6 приравниваем нулю; из выражений $\partial\Phi/\partial\tau_5=0$ и $\partial\Phi/\partial\tau_6=0$ с учетом $q_6-k_2\tau_6=q_7$ получаем:

$$\tau_5+q_5=(\tau_6+q_6)\frac{q_6}{q_7},\qquad(5\text{-}92)$$

что соответствует геометрической прогрессии

$$\frac{\tau_5}{\tau_6}=\frac{q_5}{q_6}=\frac{q_6}{q_7}.$$

Приравнивая производные Φ по τ_7, τ_8, ..., τ_z и решая попарно эти уравнения, получаем в результате геометрическую прогрессию:

$$\frac{\tau_5}{\tau_6}=\frac{\tau_6}{\tau_7}=\dots=\frac{\tau_{z-1}}{\tau_z}=\frac{q_5}{q_6}=\frac{q_6}{q_7}=\dots$$

$$\dots=\frac{q_z}{q_\text{к}}=m_2.\qquad(5\text{-}93)$$

Объединяя уравнения (5-90), (5-92) и последующие аналогичные, получаем общее уравнение вида

$$\tau_4+q^0{}_4\left\{1+\frac{q_{\text{пп}}^{\text{II}}q^0{}_1q_2q_3}{[(q_0+\tau_0)(q^0{}_1+\tau_1)+q_{\text{пп}}^{\text{I}}q^0{}_1]\times(q_2+\tau_2)(q_3+\tau_3)}\right\}=$$

$$=(\tau_5+q_5)\frac{q_5}{q_6}=(\tau_6+q_6)\frac{q_5}{q_7}=\dots$$

$$\dots=(\tau_z+q_z)\frac{q_5}{q_\text{к}}.\qquad(5\text{-}94)$$

Полученные соотношения позволяют аналитически с достаточным приближением получить энергетически оптимальные значения регенеративного подогрева воды при двукратном промежуточном перегреве пара.

5-8. ОХЛАДИТЕЛИ ПАРА ОТБОРОВ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ВОДЫ

Общие положения

Экономичность регенеративного подогрева воды при использовании перегретого пара отборов турбины, в особенности при промежуточном перегреве, можно повысить охлаждением греющего пара питательной водой (конденсатом турбины). Благодаря такому охлаждению (снижению перегрева) необратимость теплообмена в регенеративных подогревателях уменьшается, отборы пара увеличиваются, к. п. д. турбоустановки и электростанции возрастает. Повышение к. п. д. относительно невелико, составляя примерно 0,5%, но установка пароохладителей, в особенности при дорогом топливе, экономически оправдывается.

Пароохладитель представляет собой пароводяной теплообменник, в котором вода нагревается в результате понижения перегрева без конденсации пара.

Чтобы исключить возможность конденсации, охлажденный пар должен иметь некоторый избыточный перегрев 15—25°С. В противном случае использование перегрева и подогрев воды в теплообменнике до температуры насыщения греющего пара и выше ее невозможны; теплообменник будет работать с конденсацией греющего пара подобно обычному регенеративному подогревателю.

Глубина понижения перегрева пара в охладителе зависит от температуры охлаждающей воды при входе в него. В этом отношении возможны два различных случая. В одном из них в пароохладитель поступает вода непосредственно после подогревателя, использующего охлажденный пар, с температурой, обычно примерно на 5°С ниже температуры насыщения греющего пара. При этом температурный напор на холодном конце охладителя минимальный, составляя при противоточном выполнении охладителя 20—30°С. Большей частью вода, нагретая в таком пароохладителе, направляется в следующий подогреватель более высокого давления (рис. 5-10,*а*). В этом случае пароохладитель размещают в корпусе подогревателя, использующего данный отбор пара, такой пароохладитель называют *встроенным*. Вода в таком пароохладителе подогревается примерно до температуры насыщения греющего пара. Повышение к. п. д. турбоустановки при таком включении пароохладителей на нескольких отборах турбины составляет примерно 0,5%.

Энергетически более эффективно охлаждать пар данного отбора небольшой частью всего потока питательной воды, смешиваемой

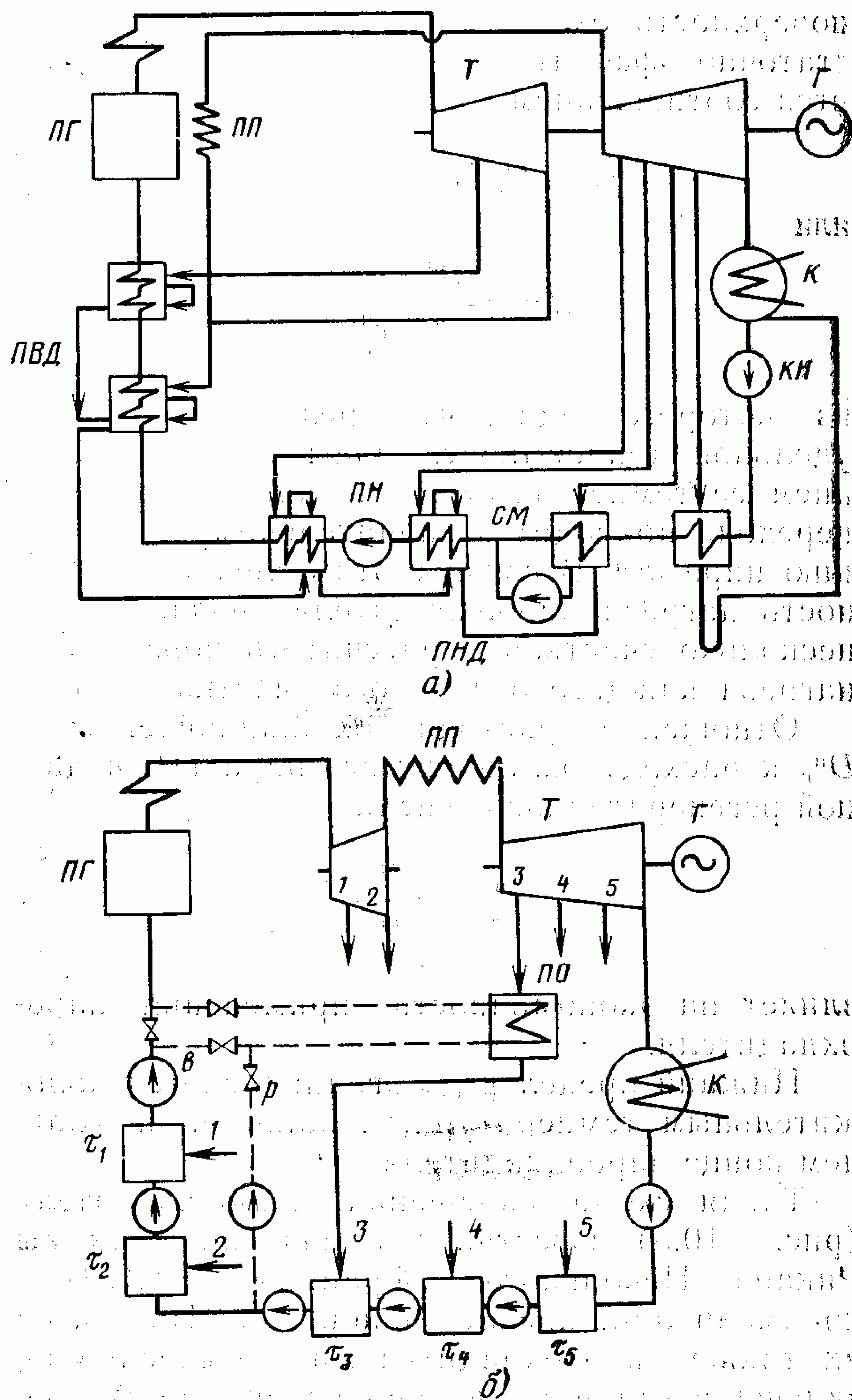


Рис. 5-10. Принципиальные схемы включения пароохладителей в турбоустановках с регенеративным подогревом воды и промежуточным перегревом пара.

а — встроенные пароохладители; *б* — выносные пароохладители; *р* — параллельное включение пароохладителя (схема Рикара), *в* — последовательное включение выносного пароохладителя (схема Виолен).

с основным потоком после первого, верхнего регенеративного подогревателя (рис. 5-10,*б*). Охлаждающую воду можно нагреть при этом до высокой температуры, ограничиваемой положительным напором на горячем конце противоточного пароохладителя, уточняемым технико-экономическим расчетом. При этом желательно принимать температуру подогретой воды ниже температуры фазового перехода; в области фазового перехода удельная теплоемкость воды резко возрастает, могут возникнуть значительное охлаждение пара и малый температурный напор вдоль части поверхности, несмотря на достаточный температурный напор на обоих концах пароохладителя. Практически это означает, что

поверхность охладителя используется недостаточно эффективно. Указанное иллюстрируется соотношением

$$dq = D^{в}_{r} c^{в}_{p} dt^{в} = D^{п}_{r} c^{п}_{p} dt^{п}$$

или

$$dt^{п} = \frac{D^{в}_{r}}{D^{п}_{r}} \frac{c^{в}_{p}}{c^{п}_{p}} dt^{в},$$

из которого видно, что резкое возрастание удельной теплоемкости воды $c^{в}_{p}$ с повышением ее температуры $t^{в}$ до области фазового перехода приводит к значительному охлаждению пара $dt^{п}$. В связи с этим следует поверхность нагрева пароохладителя разделить на несколько участков и рассчитать поверхность нагрева каждого отдельного участка.

Отношение расхода охлаждающей воды $D^{в}_{r}$ к расходу охлаждаемого пара $D^{п}_{r}$ в данной регенеративной ступени

$$\beta^{в}_{по\,r} = \frac{D^{z}_{r}}{D^{п}_{r}}$$

влияет на экономичность применения пароохладителя.

Нижний предел $\beta^{в}_{пог}$ ограничивается положительным температурным напором на горячем конце пароохладителя.

Такая схема включения пароохладителя (рис. 5-10,*б*) известна под названием схемы Рикара—Некольного (Франция, ЧССР) — по имени лиц, предложивших их. Называют их также пароохладителями «выносными», включаемыми параллельно основному потоку питательной воды, проходящему через соответствующие регенеративные подогреватели (обычно высокого давления). Однако конструктивно их можно размещать в общем корпусе соответствующего регенеративного подогревателя, т. е. по способу размещения они могут быть «встроенного» типа.

Повышенная экономичность таких пароохладителей обусловливается глубоким охлаждением пара и переносом воспринимаемого водой тепла перегрева пара к горячему источнику с прямой экономией топлива при этом.

Энергетическая эффективность пароохладителей этого типа несколько снижается из-за уменьшения расхода питательной воды через последующие регенеративные подогреватели и соответствующего уменьшения регенеративных отборов пара на эти подогреватели.

Другой тип «выносного» пароохладителя характеризуется использованием для охлаждения пара отборов более горячего потока питательной воды, после всех регенеративных подогревателей (рис. 5-10,*в*); глубина охлаждения пара отборов при этом уменьшается. Это обстоятельство несколько снижает энергетическую эффективность данной схемы, что отчасти компенсируется полным пропуском питательной воды через регенеративные подогреватели без уменьшения количества пара регенеративных отборов.

Такую схему включения пароохладителей называют схемой типа Виолен — по названию одной из электростанций Франции, на которой она применена. Возможны также комбинации схемы: типа Рикара (или Виолен) со встроенными пароохладителями, типа Рикара и Виолен и т. д. Нужно отметить, что для первого верхнего подогревателя схемы включения пароохладителей типа Рикара или Виолен совпадают.

Пароохладители, имея назначением повышение к. п. д. турбоустановки, одновременно существенно влияют на распределение регенеративного подогрева воды между ступенями.

Наиболее ярко проявляется влияние пароохладителей на распределении подогрева между ступенями, использующими «холодный» пар с давлением промежуточного перегрева и «горячий» пар из отбора, следующего за промежуточным перегревом.

В схеме без пароохладителей соотношение подогрева воды в этих ступенях

$$\beta = \frac{\tau^{х}}{\tau^{г}} \approx 1{,}5 \div 1{,}8, \qquad (5\text{-}95)$$

как было указано выше, где $\tau^{х}$ и $\tau^{г}$ — подогрев воды в «холодной» и «горячей» ступенях.

При установке «выносных» пароохладителей по схемам Рикара или Виолен в подогреватель «горячей» ступени будет поступать сильно охлажденный пар, необратимость теплообмена существенно снижается. Эта ступень подогрева эффективно участвует в общем регенеративном подогреве. В результате соотношение подогрева в «холодной» и «охлажденной» ступенях радикально изменяется и в зависимости от параметров установки

$$\beta = \frac{\tau^{x}}{\tau^{г}_{охл}} \gtrless 1, \qquad (5\text{-}96)$$

т. е. оптимальный подогрев в «горячей», но «охлажденной» ступени может оказаться даже выше, чем в «холодной» ступени с давлением промежуточного перегрева пара.

Важно указать, что в данном случае изменяется также существенно соотношение подогрева в «горячей» ступени с охладителем пара $\tau^{г}_{охл}$ в следующей, также относительно «горячей» ступени более низкого давления, если она не имеет пароохладителя $\tau^{г+1}$. В схемах без пароохладителя это соотношение подчи-

няется закону геометрической прогрессии с показателем $m \approx 1{,}02$, т. е.:

$$\frac{\tau^{г}}{\tau^{г+1}} = m \approx 1{,}02.$$

В рассматриваемом случае, когда «горячая» ступень имеет пароохладитель, а следующая более низкого давления его не имеет,

$$\frac{\tau^{г}_{охл}}{\tau^{г+1}} = 1{,}3 \div 1{,}5,$$

т. е. подогрев в ступени с охлаждением пара на 30—50% больше, чем в соседней ступени более низкого давления. Закону геометрической прогрессии в этом случае подчиняются последующие ступени после промежуточного перегрева, не имеющие пароохладителей.

Оптимальное соотношение подогрева воды в этих ступенях можно определить приближенно аналитически, определяя максимум к. п. д. турбоустановки методом условного экстремума Лагранжа, аналогично предыдущим выводам для схем без пароохладителей. Формулы для τ_r в схемах без пароохладителей являются частным случаем более сложных формул для схем с пароохладителями.

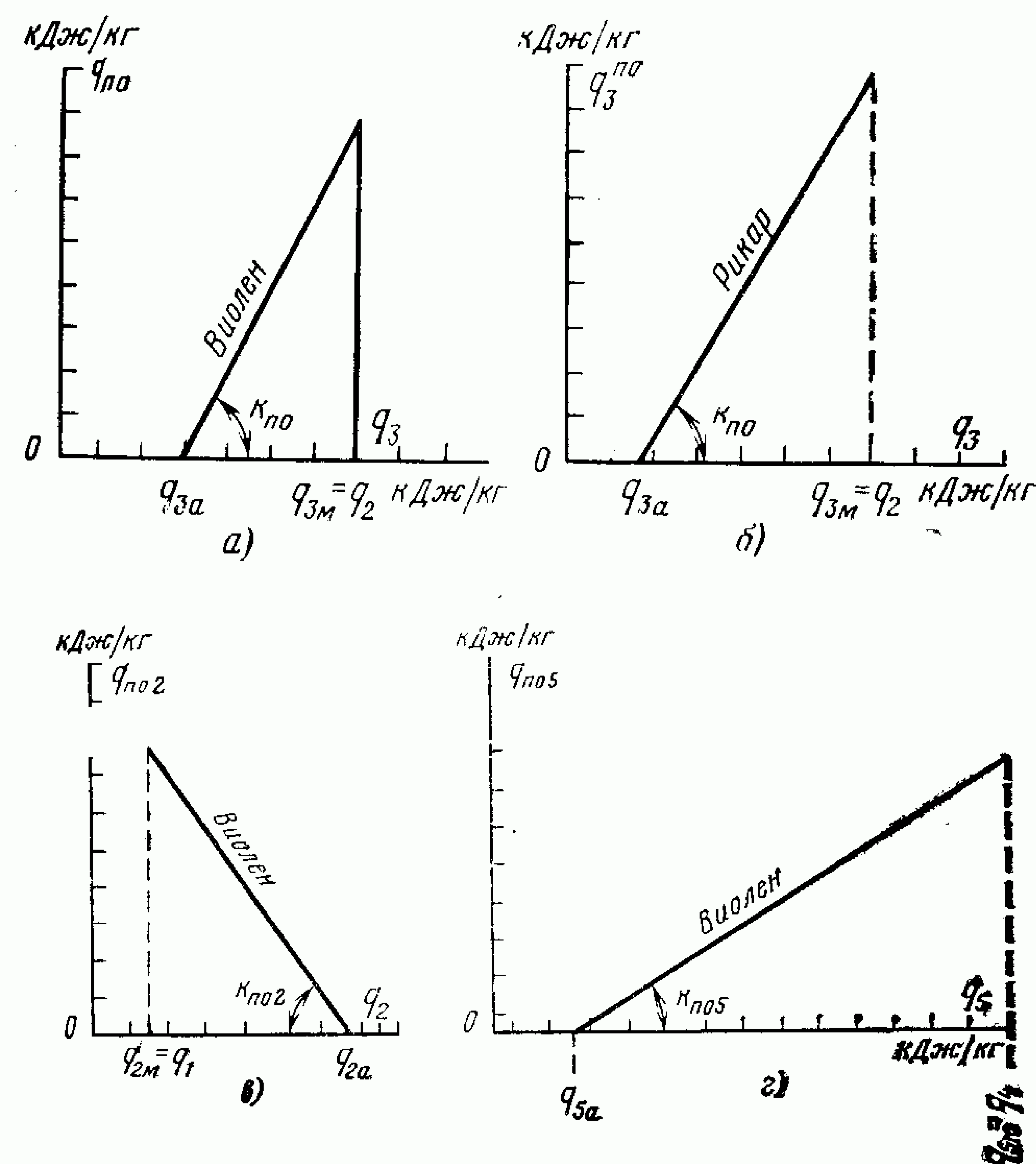


Рис. 5-11. Зависимость количества тепла $q_{по}$, отдаваемого паром в охладителях, от количества тепла, отдаваемого этим паром при конденсации q_r, при однократном промежуточном перегреве пара, схеме Виолен (*а*) и схеме Рикара (*б*); при двукратном промежуточном перегреве пара и схеме Виолен (*в* — пароохладитель *ПО2* и *г* — пароохладитель *ПО5*).

Аналитическое решение становится возможным, в частности, потому, что приближенно можно принять прямолинейную зависимость тепла, отводимого от пара в пароохладителе $q_r^{по}$, от тепла, выделяемого в регенеративном подогревателе неохлажденным паром q_r (рис. 5-11), а именно:

$$q_r^{по} = q_r - q_{ro} = k_{по}(q_r - q_{ra}), \qquad (5\text{-}97)$$

где q_{ra} соответствует значению q, при котором пар в отборе относительно «холодный» и имеет перегрев 15—25°С; при этом $q_r = q_{ro} = q_{ra}$ и $q_r^{по} = 0$; q_{ro} относится к охлажденному пару; $k_{по}$ — угловой коэффициент прямой $q_r^{по}$. Правильное распределение подогрева воды при установке «выносных» пароохладителей дает примерно такую же экономию тепла 0,3—0,5%, как и пароохладители.

Особенности расчета схем регенеративного подогрева воды с охладителями пара

«Встроенные» пароохладители

Уравнение теплового баланса пароохладителя ступени номер r, включенного по ходу воды непосредственно после подогревателя данного отбора (на всем потоке воды или на части этого потока, объединяемой с остальным потоком сразу после пароохладителя) таково:

$$D_r(i_r - i^0_r)\eta_{по} = D_в(i^в_{по\,r} - i^в_r)$$

или

$$D_r q_r^{по} \eta_{по} = D_в \tau_r^{по}, \qquad (5\text{-}98)$$

где i_r и i^0_r — энтальпии пара до и после охладителя; $q_r^{по} = i_r - i^0_r$ — тепло, отдаваемое паром в охладителе; $i^в_{по\,r}$ и $i^в_r$ — энтальпии воды после и до пароохладителя; $\tau_r^{по}$ — подогрев воды в пароохладителе; $\eta_{по} \approx 0{,}99$ — коэффициент, учитывающий потери тепла.

Величина i^0_r определяется остаточным перегревом охлажденного пара; величина $i^в_r = i'_r - \vartheta$ — определяется недогревом воды ϑ собственно в подогревателе.

Удобно считать, что через пароохладитель проходит весь поток воды, тогда не требуется отдельно рассчитывать смеситель воды после пароохладителя.

Расход пара D_r или долю его α_r определяют предварительно из уравнения теплового баланса подогревателя, после чего находят $i^в_{по\,r}$ и $\tau_r^{по}$ из уравнения (5-98).

Пароохладители, включенные по схеме Виолен

Эти пароохладители включают после всех ПВД; таким образом, питательная вода подогревается в них после ПВД *1* (верхнего). Таких пароохладителей может быть один или несколько — на разных отборах, включенных обычно параллельно. Уравнение теплового баланса каждого из них имеет вид формулы (5-98); при этом энтальпия воды на входе в пароохладитель равна энтальпии ее на выходе из ПВД *1*.

Пароохладители, включенные по схеме Рикара

Обычно пароохладитель устанавливают на отборе № 3, первом из ЦСД турбины после промежуточного перегрева пара. Часть питательной воды после ПВД *3* отводится на пароохладитель, а после него объединяется с основным потоком питательной воды, прошедшим через ПВД *2* и ПВД *1*.

Расход воды на пароохладитель $D^{по}_{в3}$ определяют из уравнения (5-98) в долях расхода пара на ПВД *3*: $D^{по}_{в3}=\beta_{по}D_{п3}$ $(\beta_{по}=0{,}5\div 1{,}0)$. При этом $D_{п3}=\alpha_{п3}D_0$ и $D^{по}_{в3}=\beta_{по}\alpha_{п3}D_0=\alpha^{по}_{в3}D_0$.

Долю отвода воды определяют, приняв экономически целесообразные температурные напоры на горячем и холодном концах пароохладителя.

На величину $D^{по}_{в3}$ уменьшается расход питательной воды через ПВД *2* и *1*.

Уравнения теплового баланса всех трех ПВД составляют в общем виде и решают их совместно следующим образом.

В ПВД *3* сливаются дренажи из ПВД *1* и *2*; поэтому из уравнения теплового баланса ПВД *3* определяют $D_{п3}$ в функции D_0, D_1 и D_2. Затем определяют $D^{по}_{в3}$ как функцию $D_{п3}$ и, следовательно, функцию D_0, D_1 и D_2. Далее решают совместно два уравнения тепловых балансов для ПВД *1* и *2* и находят $D_1=\alpha_1 D_0$, $D_2=\alpha_2 D_0$, а затем и $D_{п3}$ и $D^{по}_{в3}$ (в долях D_0).

После определения D_1, D_2, $D_{п3}$ и $D^{по}_{в3}$ находят конечную энтальпию питательной воды $i_{п.в}$ после смешения основного ее потока с водой, нагретой в пароохладителе, по уравнению ($D_{п.в}=D_0$):

$$(D_0-D^{по}_{в3})\,i^{в}_{1}+D^{по}_{в3}\,i^{в}_{по}=D_0 i_{п.в},$$

где $i^{в}_{1}$, $i^{в}_{по}$ и $i_{п.в}$ — соответственно энтальпии воды после ПВД *1*, пароохладителя *ПО* и смесителя.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОДЫ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТРАБОТАВШЕГО ТЕПЛА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

6-1. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОДЫ НА ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЯХ

Общие положения

Применение регенеративного подогрева воды на ТЭЦ способствует экономии тепла, повышая выработку электроэнергии на тепловом потреблении и уменьшая потери тепла в конденсаторе турбин. Теплофикационные турбины с противодавлением дополняются, как правило, турбинами с конденсацией пара.

Регенеративные отборы пара служат на ТЭЦ для подогрева конденсата турбин, обратного конденсата от внешнего теплового потребителя, добавочной воды, компенсирующей потери пара и конденсата у потребителей, общего потока питательной воды. Обратный конденсат от потребителей составляет обычно значительную долю в общем потоке питательной воды, его температура выше температуры конденсата турбин и на его подогрев требуется меньше пара регенеративных отборов, чем на более холодный конденсат турбин. Поэтому абсолютное значение экономии тепла благодаря регенерации на ТЭЦ несколько меньше, чем на конденсационной электростанции с такими же параметрами пара и таким же расходом свежего пара и питательной воды.

Однако относительная экономия тепла и повышение к. п. д. теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ благодаря регенерации оказываются значительно больше, чем у аналогичных конденсационных электростанций и турбоустановок, если относить экономию тепла не к полному расходу тепла $Q^0_{ту}$ на турбоустановку, а к расходу тепла на производство электроэнергии, равному $Q^э_{ту}=Q^0_{ту}-Q_т$, где $Q_т$ — расход тепла на внешнего потребителя.

Сказанное выше иллюстрируется рис. 6-1,*а*, на котором показана схема ТЭЦ с одноступенчатой регенерацией, и рис. 6-2, где дано относительное повышение к. п. д. теплофика-

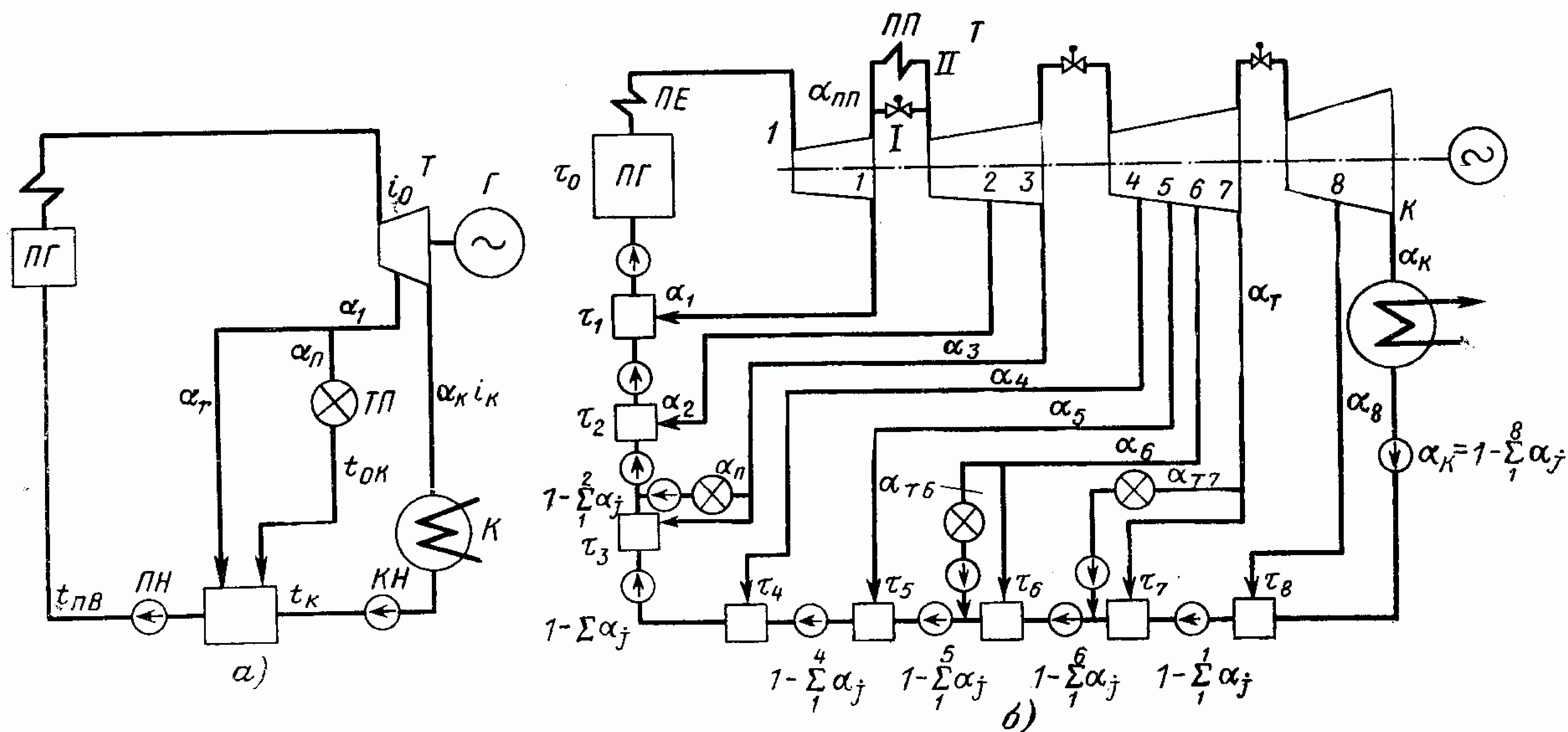


Рис. 6-1. Схемы ТЭЦ с регенеративным подогревом воды.

а — одноступенчатый подогрев; *б* — многоступенчатый подогрев — без промежуточного перегрева пара (*I*) и с промежуточным перегревом пара (*II*).

ционной турбоустановки — полного $\eta_{тi}$ и по производству электроэнергии $\eta_{эi}$ — в зависимости от доли отбора пара на внешнего потребителя $\alpha_п$.

Регенеративные отборы пара не должны вытеснять необходимых отборов пара на внешнего потребителя. Расчетный пропуск свежего пара через теплофикационную турбину выбирают с учетом регенеративных отборов. При построении графиков рис. 6-2 принято условно, что увеличение отбора пара на внешнего потребителя сверх значения $\alpha_п = 1 - \alpha_r$ (где доля отбора пара на регенерацию $\alpha_r \approx 0{,}13$) в данном случае происходит за счет уменьшения регенеративного отбора и подогрева питательной воды от нормального значения ее $i_{п.в}$ до температуры обратного конденсата $i_{о.к}$ (при $\alpha_п = \alpha_{о.к} = 1$, $\alpha_к = 0$). В соответствии с этим относительное повышение к. п. д. турбоустановки снижается от своего максимального значения до нуля.

При определении удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении учитывают выработку не только на внешнем, но и на внутреннем потреблении тепла при подогреве воды регенеративными отборами обратного конденсата и добавочной воды, кВт·ч/ГДж, а именно:

$$э = \frac{Э_т + Э_r^{о.к} + Э_r^{д.в}}{Q_т}. \qquad (6\text{-}1)$$

Указанная выработка электроэнергии относится при этом к *внешнему* тепловому потреблению $Q_т$, так как тепло регенерации сохраняется в цикле.

Как и на конденсационных электростанциях, на ТЭЦ применяют многоступенчатый регенеративный подогрев воды ($z_r = 6 \div 9$),

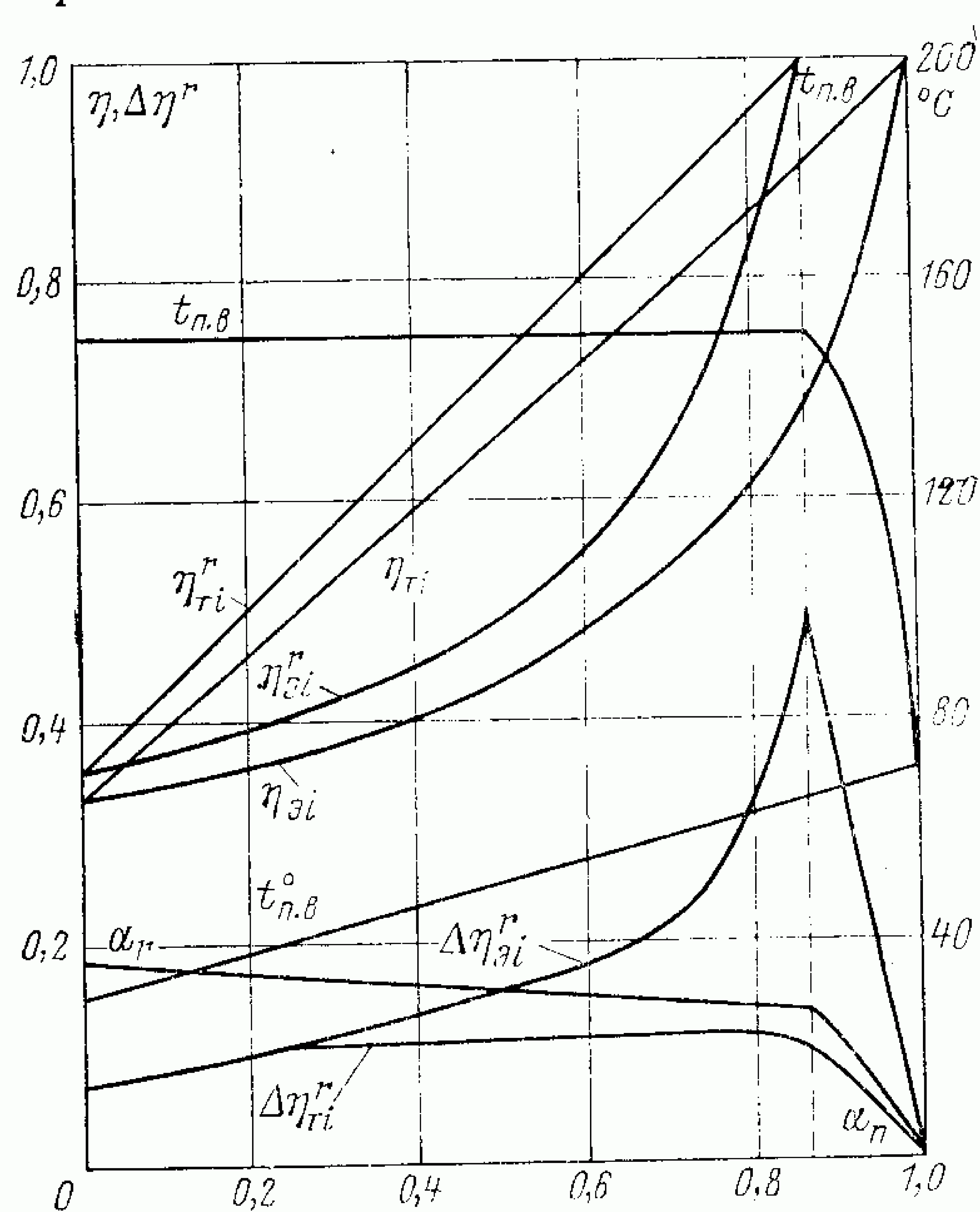


Рис. 6-2. Зависимость показателей ТЭЦ с регенеративным подогревом воды и без него от доли отпускаемого пара.

$\alpha_п$ и α_r — доли пара, отбираемого на внешнего потребителя и на регенерацию; $t_{п.в}$ и $t^0_{п.в}$ — температуры питательной воды и смеси конденсата турбины и обратного конденсата от внешнего потребителя; $\eta_{эi}$ и η_{Ti} — внутренние к. п. д. турбоустановки (по производству электроэнергии и полный) без регенерации; $\eta^r_{эi}$ и η^r_{Ti} — то же с регенерацией; $\Delta\eta^r_{эi}$ и $\Delta\eta^r_{Ti}$ — относительное повышение к. п. д. по производству электроэнергии и полного к. п. д. вследствие регенерации.

причем теплофикационные регулируемые отборы используются, кроме внешнего потребления, также и на регенеративный подогрев конденсата и питательной воды.

Таким образом, регенеративный подогрев при использовании регулируемых отборов, разделяется на следующие интервалы: от конденсатора турбин до ступени, соответствующей регулируемому отбору; между регулируемыми отборами— нижним и последующими более высокого давления; от верхнего регулируемого отбора до верхней ступени регенеративного подогрева воды. Температуры конечного подогрева питательной воды на ТЭЦ и КЭС с одинаковыми параметрами и расходом пара совпадают или близки.

Как и для КЭС, для ТЭЦ температуру конечного подогрева воды определяют на основе соответствующих технико-экономических расчетов.

Распределение регенеративного подогрева воды на ТЭЦ

При определении энергетически оптимального распределения регенеративного подогрева воды на ТЭЦ необходимо выполнить условия постоянства мощности турбоустановки W и количества отпускаемого внешнему потребителю тепла $Q_т$, т. е. должно быть: $W=\text{const}$ и $Q_т=\text{const}$.

При отсутствии промежуточного перегрева пара и постоянной конечной температуре подогрева питательной воды $i_{п.в}=\text{const}$ расход тепла на турбоустановку $Q_{ту}$ пропорционален расходу пара на турбину D_0.

Величину D_0 в данном случае удобно определить по уравнению

$$W_i=D_0H_к-\sum_{j=1}^{j=z}D_jH_j, \qquad (6\text{-}2)$$

где D_j — отбор пара; $H_к$ — теплопадение конденсационного потока пара; H_j — теплопадения, недоработанные паром отборов.

Значения отборов пара с давлением выше регулируемого зависят от подогрева τ_j и теплоты, отдаваемой греющим паром q_j, а с давлением регулируемого отбора и более низким — кроме того, от отбора пара $D_т$ на внешнего потребителя (рис. 6-1,*б*, I). Если принять линейную зависимость q_j от $\Sigma\tau_j$ (рис. 6-3, линия $кO_a$), то H_j можно также выразить в функции искомых величин подогрева воды в отдельных ступенях τ_j.

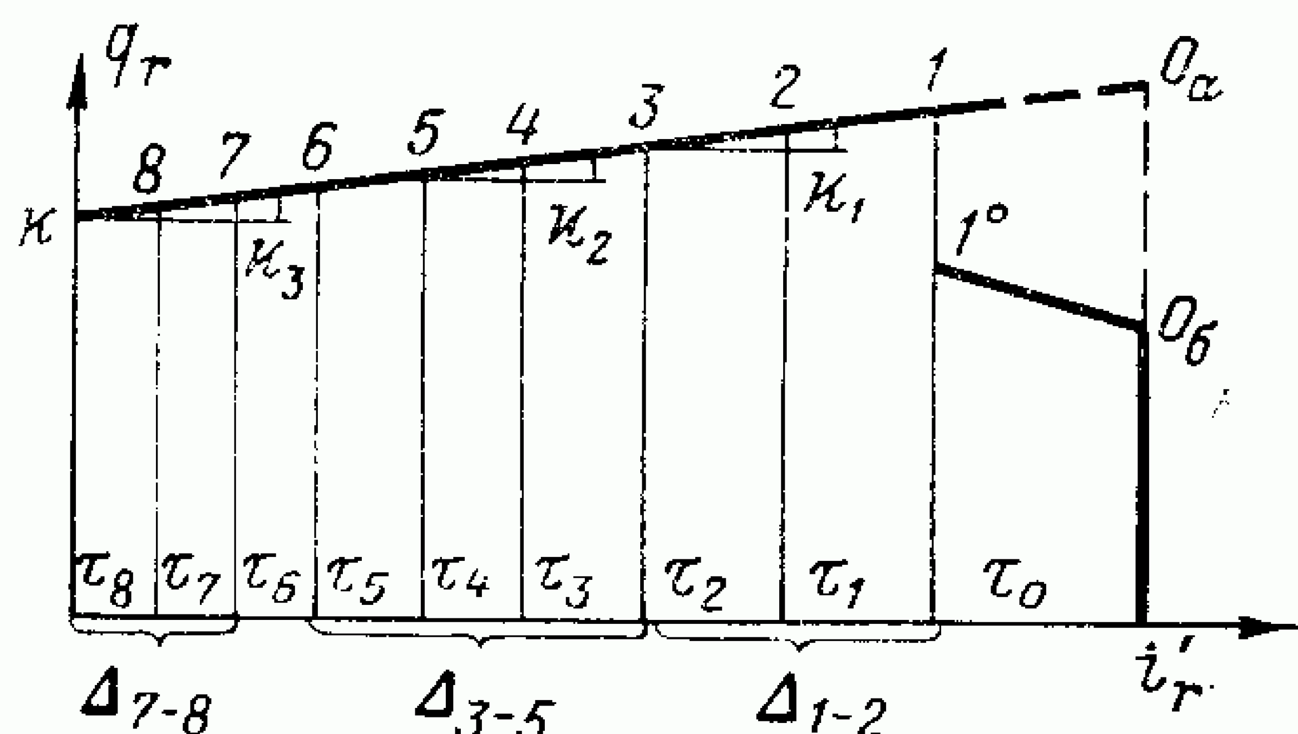


Рис. 6-3. Зависимость q_r пара отборов теплофикационной турбины от энтальпии насыщенной воды.

а — без промежуточного перегрева пара; *б* — с промежуточным перегревом пара.

Тогда минимизируемая величина D_0 также является функцией величин τ_j и q_j:

$$D=F(\tau,\ q). \qquad (6\text{-}3)$$

Экстремальная функция Лагранжа

$$\Phi=F+\lambda_1\varphi_1+\lambda_2\varphi_2+\lambda_3\varphi_3, \qquad (6\text{-}4)$$

где дополнительные функции условного экстремума (рис. 6-1,*б* и 6-3)

$$\varphi_1=\Delta_{1-2}-\tau_1-\tau_2=0;\ \Delta_{1-2}=\sum_1^2\tau=\text{const}$$

и

$$\varphi_2=\Delta_{3-5}-\tau_3-\tau_4-\tau_5=0;\ \Delta_{3-5}=$$
$$=\tau_3+\tau_4+\tau_5=\text{const};$$

$$\varphi_3=\Delta_{7-8}-\tau_7-\tau_8=0;\ \Delta_{7-8}=\tau_7+\tau_8=\text{const};$$

λ_1, λ_2 и λ_3 — неопределенные множители.

Приравнивая нулю производные Φ по величинам $\tau_1, \ldots, \tau_z$ и решая совместно соответствующие уравнения, получим такой же результат, как и для конденсационной турбоустановки, т. е. геометрическую прогрессию величин τ и q:

$$\frac{\tau_1}{\tau_2}=\frac{q_1}{q_2}=\frac{q_2}{q_3}=m_1, \qquad (6\text{-}5)$$

а также

$$\frac{\tau_3}{\tau_4}=\frac{\tau_4}{\tau_5}=\frac{q_3}{q_4}=\frac{q_4}{q_5}=\frac{q_5}{q_6}=m_2$$

и

$$\frac{\tau_7}{\tau_8}=\frac{q_7}{q_8}=\frac{q_8}{q_к}=m_3, \qquad (6\text{-}6)$$

где m_1, m_2 и m_3 — показатели геометрической прогрессии, для данной схемы без промежуточного перегрева.

При промежуточном перегреве пара расход тепла на турбоустановку зависит от расхода пара на турбину D_0 и доли пропуска пара через промежуточный перегреватель $\alpha_{пп}$ (при неизменных значениях $i_{п.в}$ и удельного расхода тепла на промежуточный перегрев $q_{пп}$) рис. 6-2,*б* (II) и 6-3 (линия $к$—1°—$O_б$).

Величина $\alpha_{пп}$ зависит в свою очередь от долей отбора пара на регенеративный подогрев воды при давлении промежуточного перегрева и выше его.

В этом случае минимизируемой величиной является расход тепла на турбоустановку:

$$F = Q_{\text{ту}}, \qquad (6\text{-}7)$$

где

$$Q_{\text{ту}} = D_0 (i_0 - i_{\text{п.в}} + \alpha_{\text{пп}} q_{\text{пп}}); \qquad (6\text{-}8)$$

здесь переменные величины D_0 и $\alpha_{\text{пп}}$ — функции величин τ и q. Принимая по-прежнему линейную зависимость q от $\Sigma\tau$ и приравнивая нулю производные экстремальной функции

$$\Phi = F + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 + \lambda_3 \varphi_3, \qquad (6\text{-}9)$$

найдем оптимальные значения подогрева воды.

Если, в частности, на верхнюю ступень регенеративного подогрева воды отводится пар при давлении промежуточного перегрева (рис. 6-1,*б*, II), то

$$\tau_1 + q^{\bullet}_1 \left(1 + \frac{q_{\text{пп}}}{q_0 + \tau_0}\right) = (\tau_2 + q_2) \frac{q_2}{q_3}; \qquad (6\text{-}10)$$

далее

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = m_1 \qquad (6\text{-}11)$$

и

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_{\text{к}}} = m_2, \qquad (6\text{-}12)$$

где m_1 и m_2 — показатели геометрической прогресии для данной схемы с промежуточным перегревом.

Таким образом, и в случае промежуточного перегрева пара соотношения между значениями регенеративного подогрева воды в отдельных ступенях теплофикационных и конденсационных турбоустановок совпадают.

6-2. ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ УСТАНОВКИ

Подогреватели высокого давления крупных энергоблоков

Общая тенденция к укрупнению оборудования обусловливает выполнение в одном корпусе регенеративных подогревателей высокого давления крупных энергоблоков. Примером может служить «однониточная» группа ПВД *энергоблоков 500 МВт* с турбиной К-500-240-2 ХТГЗ. Каждый из трех последовательно включенных ПВД состоит из собственно подогревателя (СП), в котором греющий пар конденсируется, пароохладителя (ПО) и охладителя дренажа (ОД). Пароохладители *2* и *3* включены по схеме Рикара — Некольного, параллельно вышележащим ПВД. Питательная вода проходит последовательно через ОД, СП и ПО. Конечная температура питательной воды 271°С. Через охладитель дренажа проходит часть потока питательной воды; конденсат греющего пара (дренаж) сливается каскадно из ОД каждого ПВД в соседний с более низким давлением греющего пара (рис. 6-4).

По проекту, выполненному Уральским отделением ВТИ и Таганрогским котельным заводом, основная подогревательная часть СП выполняется одноходовой, с подводом и отводом питательной воды внизу ПВД, через три входных и три выходных вертикальных коллектора (рис. 6-5). Поверхности нагрева выполняются из однорядных (в одной плоскости) круглых спиральных

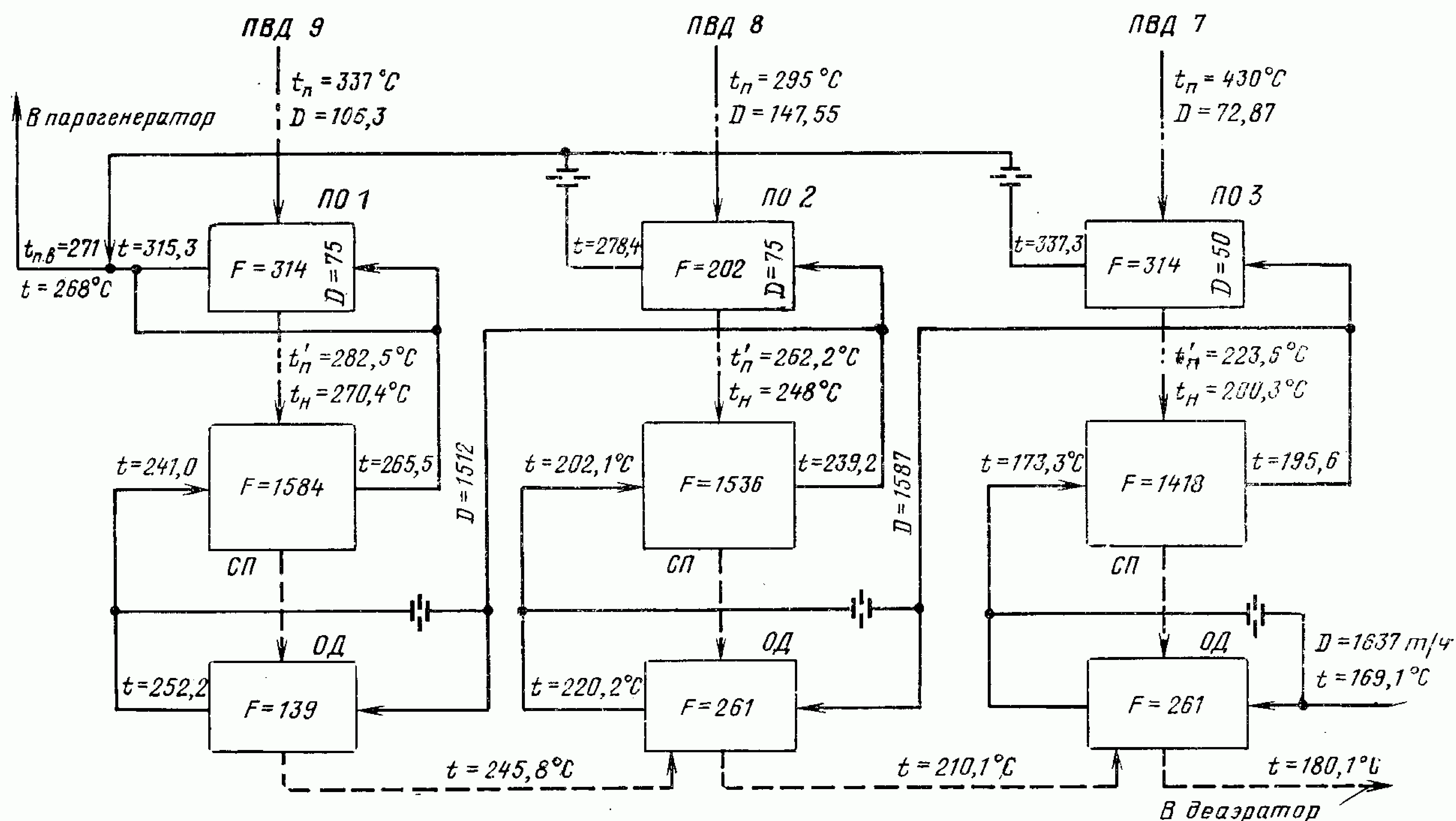


Рис. 6-4. Схема включения регенеративных ПВД турбоустановки К-500-240-2 ХТГЗ.
F — площадь поверхности нагрева, м².

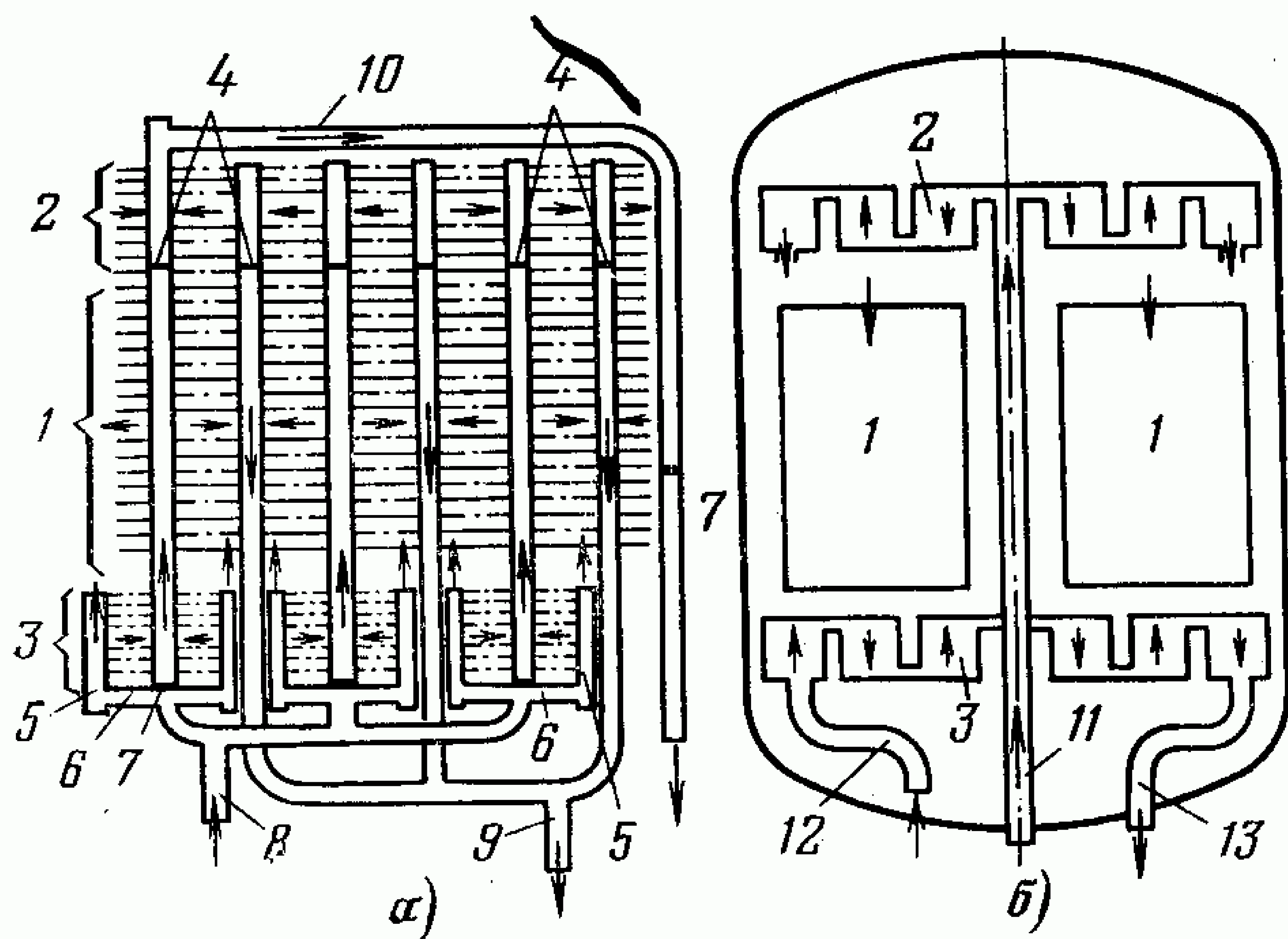


Рис. 6-5. Схемы потоков воды (*а*), пара и конденсата (*б*) ПВД турбоустановки 500 МВт.

1 — СП; *2* — ПО; *3* — ОД; *4* — основные коллекторы; *5* — промежуточные коллекторы ОД; *6* — перепускные трубы; *7* — подпорные шайбы; *8* и *9* — вход и выход питательной воды; *10* — отвод воды из ПО; *11* — вход пара; *12* — вход конденсата в ОД; *13* — выход конденсата.

бифилярных (двухтрубных) змеевиков, применяемых, в частности, в отечественных судовых паротурбинных установках; обычно для электростанций применяют двухрядные (двухплоскостные) спиральные змеевики (ТКЗ). Применение однорядных змеевиков улучшает заполнение объема корпуса, имеющего высоту около 11 м, и способствует получению скоростей воды, близких к экономически оптимальным и ниже опасных в отношении эрозии и коррозии (табл. 6-1).

При переходе к однорядным змеевикам вертикальный шаг отверстий на коллекторах уменьшается вдвое. Чтобы обеспечить при этом возможность замены отдельных змеевиков (без удаления соседних), их концы приваривают к коллекторам в шахматном порядке.

Таблица 6-1

Показатели	Номер подогревателя		
	ПВД7	ПВД8	ПВД9
Поверхность нагрева, м²	1993	1999	2037
Давление пара, МПа:			
перед ПВД	1,62	3,90	5,57
после ПО	1,57	3,85	5,55
Температура пара, °С:			
перед ПВД	430	295	337
после ПО	223,6	262,2	282,5
Температура воды после ПВД, °С	195,6	239,2	268,1
Температура конденсата после ОД, °С	180,1	210,1	245,8
Скорость воды в змеевиках, м/с:			
ОД	2,0	2,0	2,0
СП	1,84	1,72	1,67
ПО	0,98	2,20	1,54
Число змеевиков и поверхность нагрева, шт/м²:			
ОД	180/261	180/261	96/139
СП	720/1418	780/1536	804/1584
ПО	168/314	108/202	168/314
Масса металла, т:			
ПВД без воды	163	183	211
съемного корпуса	30	47	68

Конструкции ПО и ОД выполняются с перекрестным омыванием греющей средой змеевиков, способствующим повышению коэффициентов теплопередачи. Каждая колонка змеевиков в этих элементах заключена в отдельный цилиндрический кожух. Кожухи соединены между собой перепускными коробами так, что в ПО осуществляется двухпоточное движение пара с тремя ходами в каждом потоке, а в ОД — однопоточное движение конденсата греющего пара, с нижним подводом и отводом конденсата.

Греющий пар подводится к ПО через нижнее днище ПВД, через стояк в центральной части корпуса (рис. 6-5). При этом исключается необходимость разборки паропровода при снятии верхней части корпуса.

По условиям транспорта каждый ПВД выполняют из трех частей (блоков): нижние части корпуса и трубной системы; верхняя часть трубной системы; верхняя (съемная) часть корпуса.

На рис. 6-6 показана конструктивная схема ПВД описанного типа, а именно ПВД—*I* (вертикальный и горизонтальные разрезы), включая схему спирального однорядного змеевика ПО и СП, с диаметром 956 мм; диаметр змеевика ОД 848 мм (рис. 6-6,*д*). Верхняя и нижняя части корпуса соединены горизонтальным фланцем (с мембранным уплотнением), что обеспечивает свободный доступ к местам приварки змеевиков к коллекторам и возможность замены любого змеевика без удаления соседних.

Общее расчетное гидравлическое сопротивление группы ПВД по воде около 0,64 МПа, т. е. примерно вдвое меньше, чем при двухрядных змеевиках. Число колонн змеевиков в каждом ПВД — шесть. Внутренний диаметр корпуса 3200 мм и высота 11 200 мм — одинаковы для каждого из трех ПВД. Диаметр и толщина стенки труб змеевиков 32×5 мм (в ПО 32×6 мм).

Дальнейшее совершенствование таких ПВД и уменьшение их массы возможны путем применения трубок меньшего диаметра с меньшей толщиной стенки (например, 25×4; 22×3,5; 19×3 мм).

Расчетная экономия топлива от параллельного включения ПО вместо последовательного составляет примерно 0,25%.

Новые энергоблоки 300 МВт выполняют с укрупненными однокорпусными ПВД, с расходом воды 950 т/ч. Расчетное давление воды — около 37,4 МПа.

Число колонн спиралей 6; диаметр труб 32 мм, толщина стенки 5 мм в собственно подогревателях и 6 мм в пароохладителе. Число спиралей в собственно подогревателе и охладителе дренажа 70×6=420, в том числе 12×6=72 в охладителе дренажа; в пароохладителе 8×6=48.

Подогреватель имеет два хода воды. Полная высота ПВД равна 8860±30 мм. Остальные характеристики укрупненных ПВД приведены в табл. 6-2.

Благодаря укрупнению ПВД и переходу от двухниточного к однониточному выполнению уменьшение расхода металла составляет около 13,0*т* и дополнительно по 1,5*т* для клапанов защиты и трубопроводов группы ПВД энергоблока 300 МВт.

Таблица 6-2

Показатель	Тип подогревателя		
	ПВД3	ПВД2	ПВД1
Поверхность нагрева, м²	900	1200	900
Параметры пара на входе:			
давление, МПа	~1,77	~4,13	~6,5
температура, °С	460	335	390
Диаметр×толщина стенки корпуса, мм×мм	2464×32	2680×40	2520×60
Масса без воды *т*, кг	69,85	90,93	88,32

Рис. 6-6. Конструктивная схема ПВД турбоустановки 500 МВт.

а — продольный разрез ПВД *1*; *б*, *в* и *г* — горизонтальные разрезы по ПО, СП и ОД; *д* — схема спирального однорядного змеевика элементов ПВД; *МС* — монтажные стыки трубной системы; *НС* — нижние секции СП; *К* — кожухи колонн **змеевиков** ПО и ОД; *ПК* — перепускные коробы ПО и ОД; *П* — перегородки секций СП.

Подогреватели низкого давления поверхностного типа

Подогреватели низкого давления (ПНД) выполняют в виде вертикального цилиндрического корпуса, с верхней водяной камерой для подвода и отвода нагреваемой воды и трубной доской, в которой закрепляются вальцовкой U-образные трубки поверхности нагрева. Пар подается в подогреватели без пароохладителя к верхней части трубной системы и омывает трубную систему в несколько ходов, благодаря устройству горизонтальных направляющих перегородок; конденсат греющего пара (дренаж) отводится через патрубок внизу корпуса; конденсат греющего пара подогревателей более высокого давления вводится в водяной объем в нижней части ПНД. Воздух отводится через кольцевую перфорированную трубу над водяным объемом.

В новых конструкциях ПНД пароохладитель размещают в центральной части подогревателя, а греющий пар подводят к нему в нижней части корпуса.

Паровой поток в собственно подогревателе (с пароохладителем) движется радиально, от центра к периферии пучка и обратно.

При выполнении ПНД с трубками из латуни (Л-68) или углеродистой стали проточная часть турбин сверхкритического и высокого давления пара быстро загрязняется отложениями окислов меди (до 70%) и железа, что приводит к существенному снижению мощности, надежности и экономичности работы турбин и энергоблоков. По этой причине ЦКТИ и Саратовским заводом тяжелого машиностроения разработаны новые конструкции ПНД-НЖ, в частности *для энергоблоков 300 МВт*, с трубками из нержавеющей стали 1Х18Н10Т. Несмотря на значительное снижение коэффициента теплопроводности [330—370 кДж/(м·ч·°С) для латуни и 55—63 кДж/(м·ч·°С) для нержавеющей стали], общая масса трубной системы почти не изменяется благодаря увеличению скорости воды в трубках до 4—5 м/с и сохранению неизменным коэффициента теплопередачи. Удорожание трубной системы ПНД с трубками из нержавеющей стали окупается благодаря поддержанию расчетной мощности и экономичности турбоустановки по расчетам ЦКТИ для энергоблока 300 МВт менее чем в год. При проектировании новых ПНД типа ПН-400-26-7-НЖ для энергоблоков 300 МВт приняты следующие технологические решения.

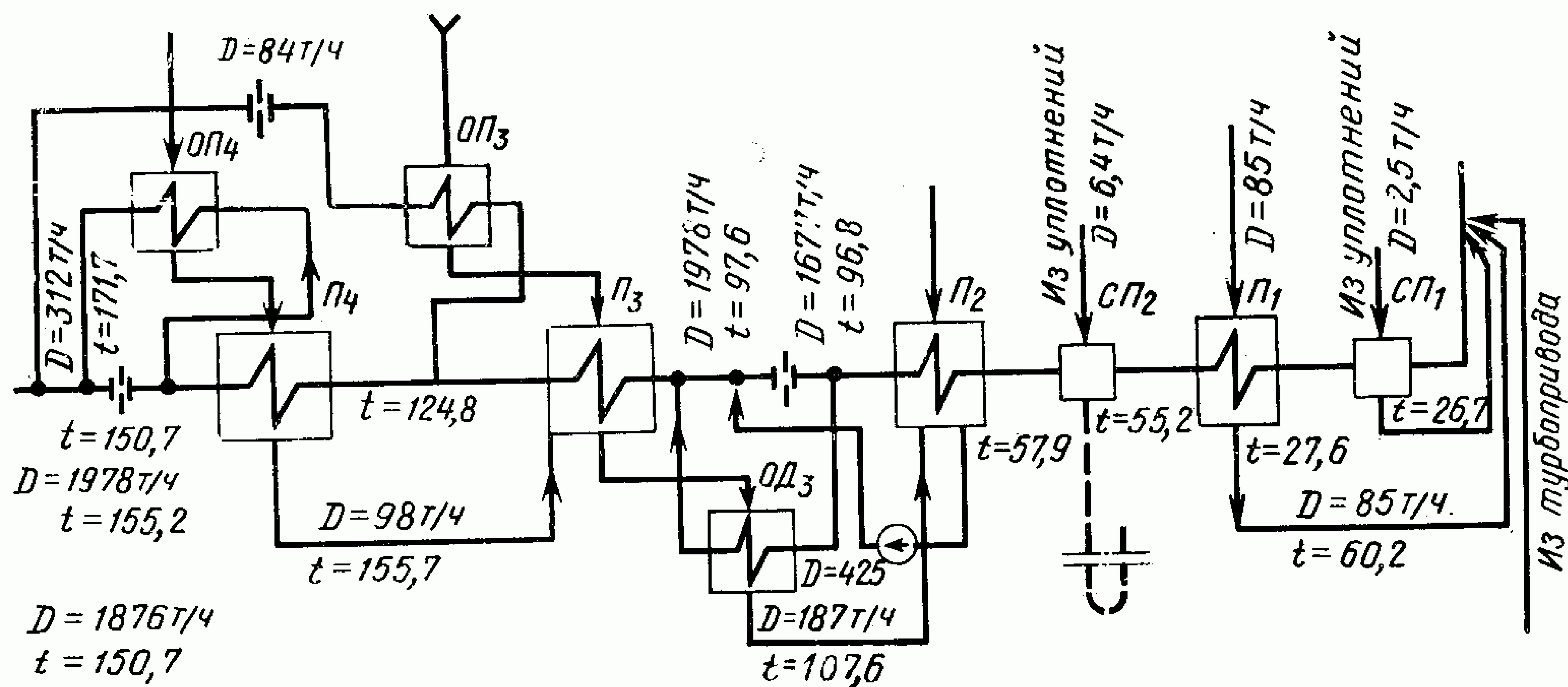


Рис. 6-7. Схема включения ПНД одновальной турбины 800 МВт.

Разъем водяной камеры выполняется выше патрубков подвода и отвода воды, что облегчает ремонт подогревателей и сокращает его сроки. Трубную доску предлагается в дальнейшем приваривать к корпусу подогревателя, в частности для повышения плотности парового пространства подогревателей, что особенно важно для вакуумных подогревателей. Присоединение трубопроводов к патрубкам выполняется бесфланцевым. В местах поворота парового потока между ходами для уменьшения вибрации трубок устанавливаются дополнительные проницаемые перегородки.

В первом по ходу воды ПНД для уменьшения парового сопротивления в трубном пучке оставляются проходы для пара, аналогично конденсаторам турбин и крупным горизонтальным сетевым подогревателям. Концы трубок, завальцованных в трубную доску из углеродистой стали, предполагается в дальнейшем приваривать к кромкам отверстий в доске. Трубки длиной до 12 м имеют диаметр 16 мм при толщине 1 мм. Диаметр корпуса 1600 мм, общая высота около 5,8 м (на 0,2—0,3 м больше, чем в прежних конструкциях ПНД).

Скорость парового потока во встроенном пароохладителе принята равной 40 м/с при 50 м/с в прежних конструкциях с латунными трубками.

Подогреватели низкого давления описанного типа выполняют четырех разновидностей. Турбоустановки К-300-240 ЛМЗ комплектуют типами I, II и III, а ХТГЗ — типами I, II и IV таких подогревателей.

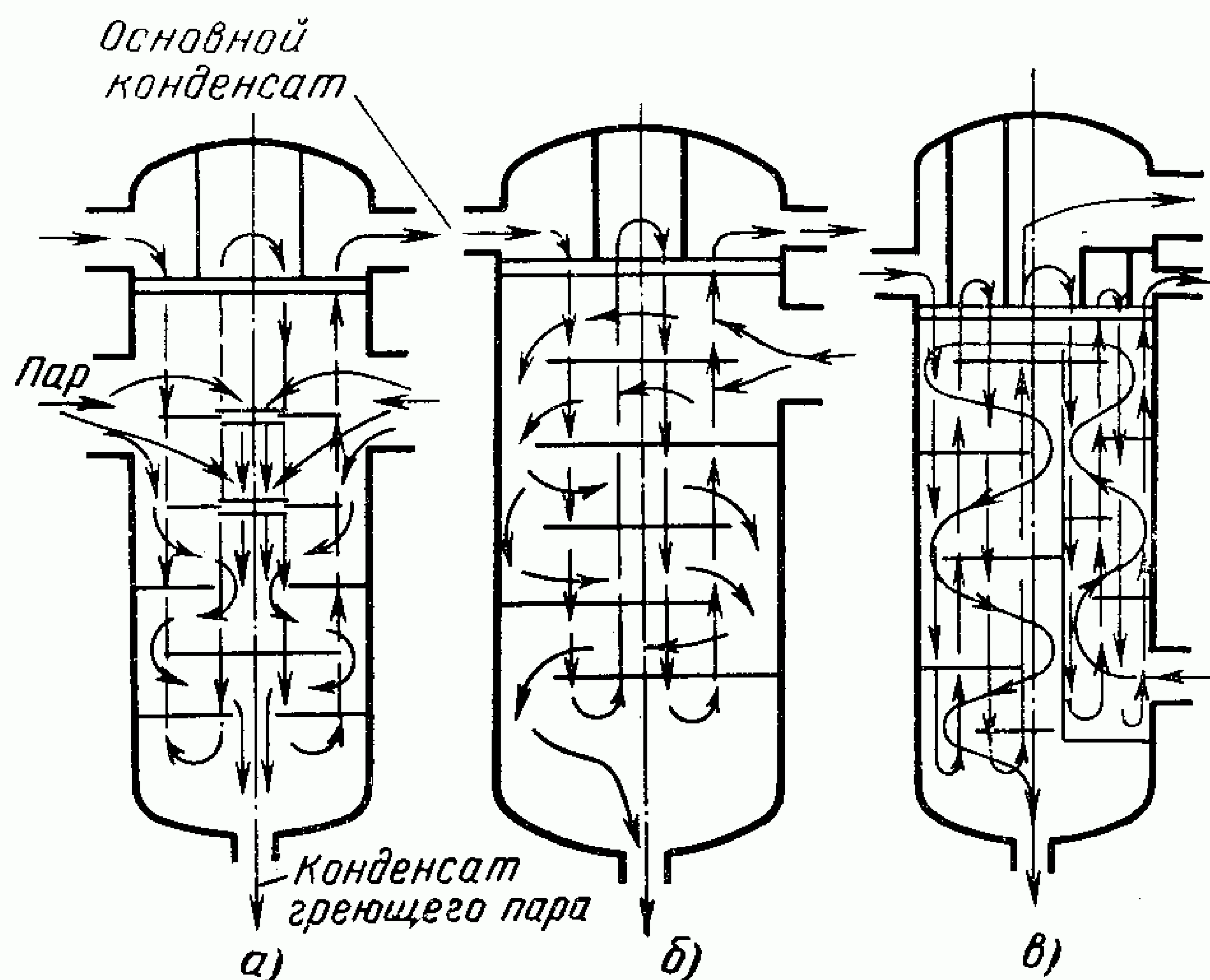


Рис. 6-8. Схемы движения пара и подогреваемого конденсата в ПНД (ПН-1000-НЖ) энергоблока 800 МВт.
а — ПНД *1*; *б* — ПНД *2*; *в* — ПНД *3*.

Подогреватели низкого давления *энергоблока с одновальной турбиной 800 МВт* запроектированы ЦКТИ и ТКЗ аналогично модернизированным ПНД турбоустановки 300 МВт ЛМЗ с трубками из нержавеющей стали. Верхний ПНД (4-й по ходу конденсата) имеет пароохладитель, а предшествующий ему 3-й — охладители пара и дренажа (рис. 6-7). Трубная доска — вварная, трубки изготовляются из стали Х18Н10Т.

Схемы движения пара и нагреваемого конденсата в ПНД *1*, *2* и *4* (по ходу конденсата) показаны на рис. 6-8; разрезы ПНД *3* — на рис. 6-9.

В подогревателях без пароохладителей пар подводится в верхней части корпуса, с пароохладителями — в нижней; ПНД *1* имеет два патрубка для входа пара. Охладители пара и дренажа размещаются внутри корпуса в специальных сварных кожухах, с окнами для входа и выхода греющей среды. Трубки собственно подогревателя, охладителя пара и дренажа — U-образные. Вода в подогревателе и пароохладителе движется по четырем ходам. Нагреваемый конденсат перед подогревателем проходит через охладитель дренажа, размещенный в нижней части корпуса и имеющий свою водораспределительную камеру.

Конденсат пара из ПНД более высокой (по давлению пара) ступени входит в данный ПНД в виде пароводяной смеси; конденсат этой смеси сливается в нижнюю часть ПНД через гидрозатвор, пар поступает в межтрубное пространство, где конденсируется.

Воздух (паровоздушная смесь) отводится через горизонтальную трубку, размещаемую под трубным пучком подогревателя. Трубки в пучках имеют диаметр 16 мм и толщину стенки 1 мм, а в местах ввода пара (без отбойных щитков), в двух периферийных рядах, 2 мм. Фланцы корпуса имеют мембранное уплотнение.

Анкерные связи в водораспределительной камере предполагается в дальнейшем заменить ребрами. Диаметр корпусов ПНД 2,2—2,6 м; общая высота 8,5—8,8 м. Предполагается, что применение нержавеющей стали вместо латуни в трубных пучках окупится в течение первых двух лет эксплуатации ПНД в результате устранения отложений меди в тракте блока.

Подогреватели низкого давления смешивающего (контактного) типа

Для улучшения водного режима крупных энергоблоков сверхкритических параметров и повышения их экономичности поверхностные регенеративные подогреватели низкого давления заменяют смешивающими. На нескольких энергоблоках 300 МВт два нижних ПНД поверхностного типа заменены в последнее время смешивающими, разработанными ЦКТИ.

ВТИ предложена схема турбоустановки К-300-240 с заменой всех ПНД, а также деаэратора четырьмя ПНД контактного типа, разделенными на две группы: *КП1* и *КП2*, *КП3* и *КП4* (нумерация подогревателей дана по ходу воды). В каждой группе конденсат из подогревателя более низкого давления, расположенного на более высоком уровне, сливается в следующий само-

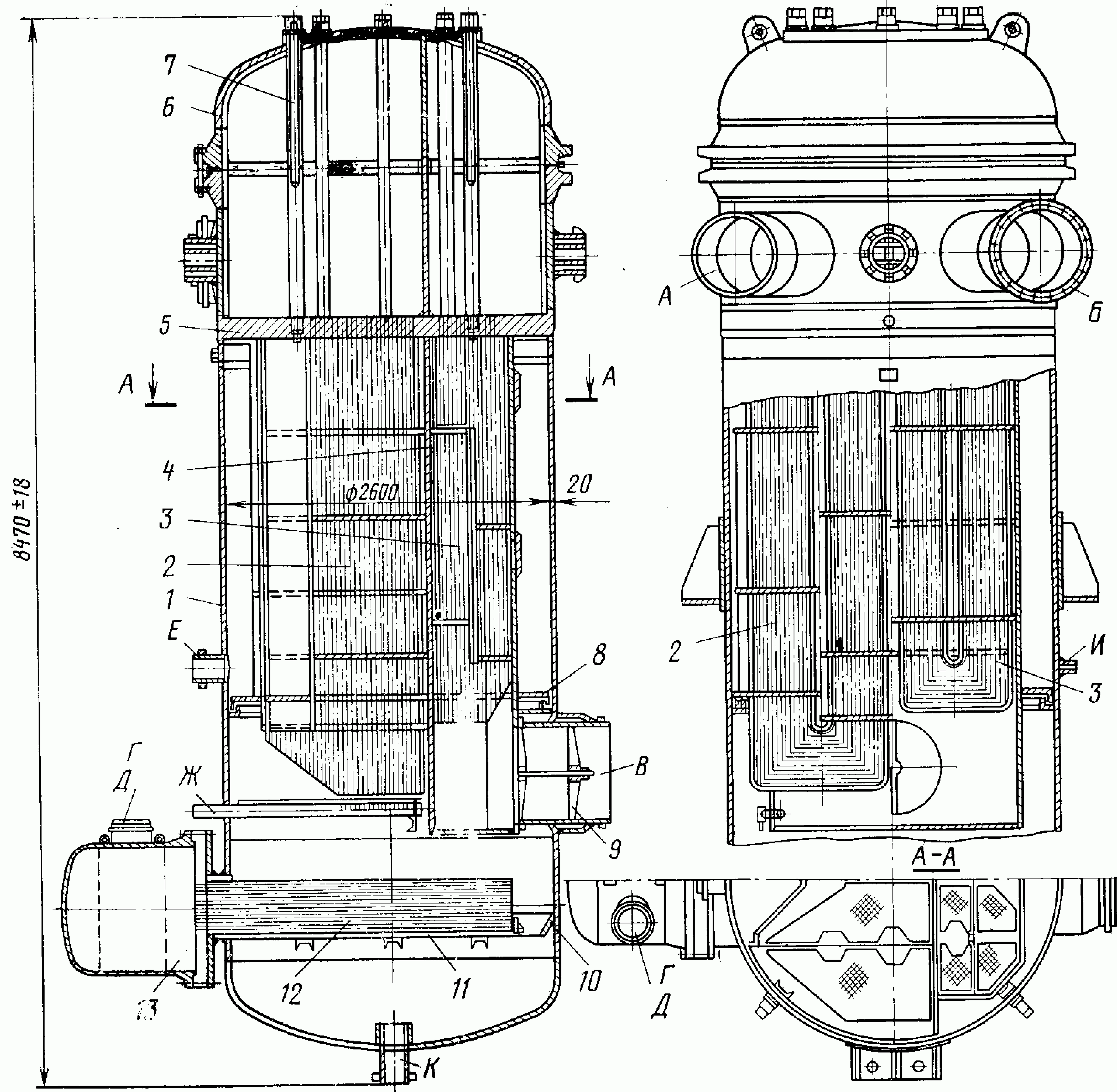


Рис. 6-9. Вертикальные разрезы ПНД 3 (ПН-1000-32-7-IIНЖ).

1 — корпус; 2 — трубный пучок собственно подогревателя; 3 — трубный пучок охладителя пара; 4 — кожух охладителя пара; 5 — трубная доска; 6 — крышка; 7 — анкерная связь; 8 — гидрозатвор; 9 — паровпускное устройство; 10 — поддон; 11 — кожух охладителя дренажа; 12 — трубный пучок охладителя дренажа; 13 — водораспределительная камера охладителя дренажа; А — подвод основного конденсата; Б — отвод основного конденсата; В — подвод пара; Г, Д — подвод (отвод) основного конденсата к охладителю дренажа; Е — подвод конденсата греющего пара из ПНД 4; Ж — отсос паровоздушной смеси; И — подвод паровоздушной смеси из ПНД 4; К — отвод конденсата пара.

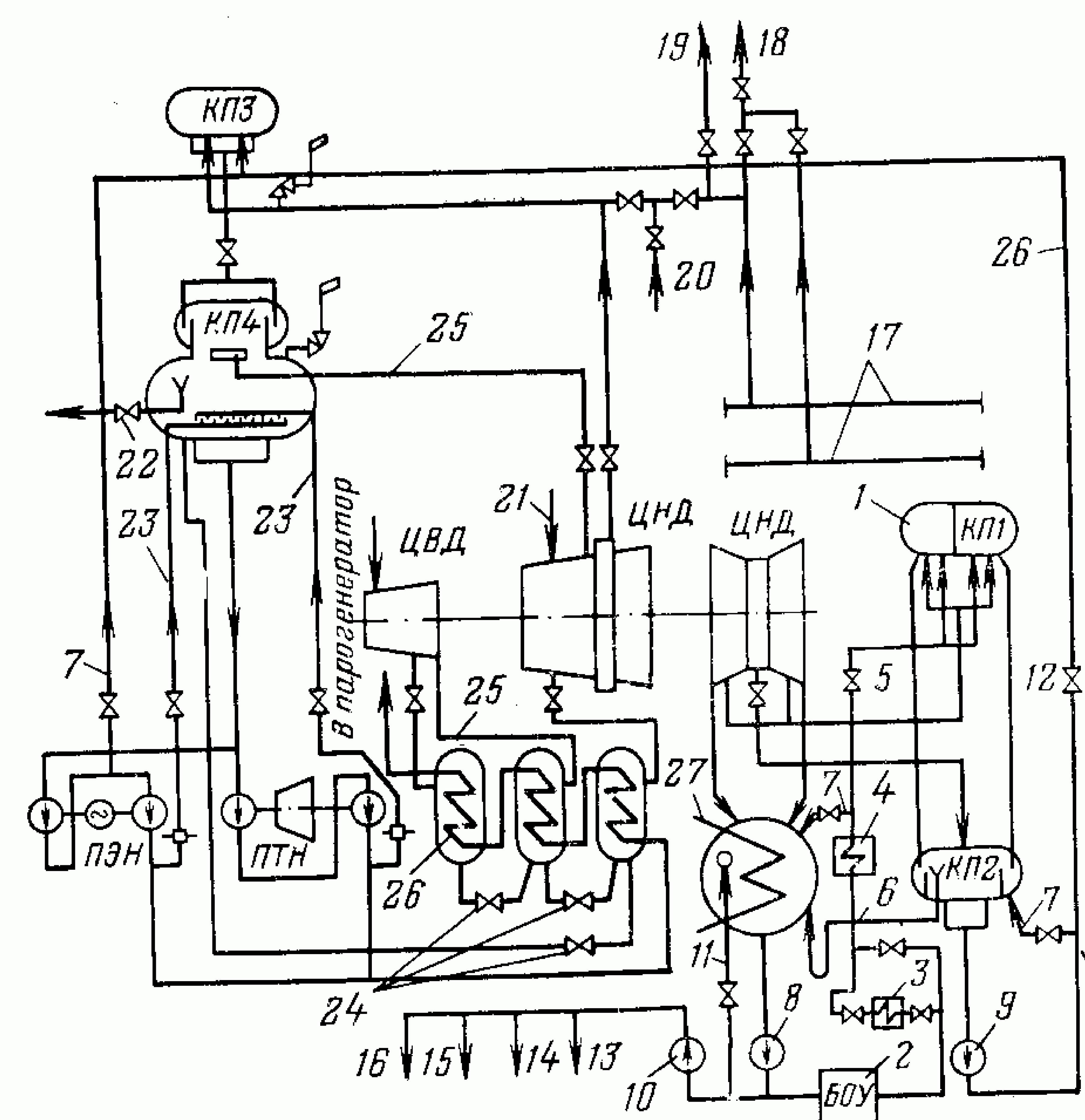


Рис. 6-10. Схема регенеративного подогрева воды турбоустановки К-300-240 ЛМЗ с контактными ПНД.

1 — контактный подогреватель (КП); 2 — блочная обессоливающая установка (БОУ); 3 — охладитель генератора конденсатом; 4 — подогреватель уплотнений; 5 — регулятор уровня в конденсаторе; 6 — перелив в конденсатор через гидрозатвор; 7 — линия рециркуляции; 8 — конденсатные насосы КСВ-500-85; 9 — перекачивающие насосы КСВ-1000-95; 10 — насосы 10КСВ; 11 — вода на конечные охладители БРОУ; 12 — регулятор уровня в КП2; 13 — на питание КОС; 14 — на охлаждение ПЭН; 15 — на уплотнение ПЭН; ПТН; 16 — на впрыски БРОУ; 17 — общестанционные магистрали; 18 — на уплотнения ЦНД; 19 — на уплотнения ЦВД и ЦСД; 20 — из растопочного расширителя; 21 — из уплотнений турбины; 22 — перелив в расширитель дренажей низкого давления; 23 — разгрузка питательного насоса; 24 — регулятор уровня в ПВД; 25 — пар; 26 — конденсат; 27 — циркуляционная вода.


Рис. 6-11. Устройство контактных подогревателей *КП1—КП4* турбоустановки К-300-240.

1 — корпус; *2* — встроенный гидрозатвор; *3* — встроенный контактный охладитель выпара; *4* — уравнительная труба; *5* — водораспределительный лоток верхнего яруса; *6* — водораспределительный лоток нижнего яруса; *7* — паровпускной короб; *8* — конденсатосборник; *9* — опора; *10* — вход воды; *11* — вход пара; *12* — отвод выпара; *13* — выход нагретой воды; *14* — разделительная перегородка; *15* — стойка каркаса; *16* — труба перелива в конденсатор; *17* — переливной патрубок.

теком. При этом требуется всего один рабочий перекачивающий насос, между *КП2* и *КП3*. Вода из *КП4* поступает к бустерному, а затем к основному питательному насосу так же, как в обычной схеме с деаэратором (рис. 6-10).

По расчетам ВТИ ухудшение экономичности из-за неиспользования соответствующего отбора пара из турбины компенсируется с избытком улучшением экономичности благодаря применению подогревателей смешивающего типа (примерно на 0,25%). Подогреватель *КП4* в такой схеме выполняет функцию основного деаэратора, работающего с переменным (скользящим) давлением.

При номинальной мощности турбоагрегата и начальных параметрах 23,6 МПа, 560°С и промперегреве до 565°С параметры пара отборов таковы:

Таблица б/н

Параметры пара отборов	Номер отбора							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Давление, МПа	6,12	3,93	1,56	1,04	0,55	0,236	0,088	0,017
Температура, °С	475	320	450	395	300	240	140	57

При этом 4-й отбор с давлением 1,04 МПа не используется, а давление в ступени *КП4* равно номинально 0,55 МПа.

Контактные подогреватели имеют горизонтальные цилиндрические корпуса диаметром 1,6 м (*КП1* и *КП3*) и 2,4 м (*КП2* и *КП4*), длиной от 3,6 до 5,45 м. Внутри корпуса находятся два яруса горизонтальных перфорированных лотков. Греющий пар в *КП1*, *КП3* и *КП4* движется снизу вверх, навстречу воде. Выпар, отводимый из верхней части этих подогревателей, конденсируется в соответствующих охладителях. Подогреватель *КП2* выполняется с нижним подводом пара, без охладителя выпара. Охладители выпара запроектированы смешивающего типа и встроены в подогреватель.

Гидрозатворы, необходимые при сливе воды из размещенного выше подогревателя в ниже размещенный, запроектированы также встроенными в водяном объеме нижних подогревателей (рис. 6-11). На сливной трубе из *КП3* в *КП4* установлен обратный клапан.

Контактные подогреватели с повышенным давлением греющего пара, включаемые по гравитационному принципу, необходимо размещать на большой высоте; так, предлагается устанавливать подогреватель *КП3* на уровне 53,5 м, *КП4* — на уровне установки основных деаэраторов 22,2 м.

Обязательное условие применения смешивающих подогревателей — надежная автоматическая защита проточной части турбин при резком снижении и сбросе нагрузки от обратных потоков пара и воды, оказывающих разрушительное действие на ротор турбины.

6-3. НЕДОГРЕВ В ПОВЕРХНОСТНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

Расход топлива и затраты на регенеративную подогревательную установку зависят, в частности, от температурных напоров в элементах подогревателей: от недогрева воды в подогревательной части теплообменника $\theta_п$, остаточного перегрева греющего пара на выходе из пароохладителя $\theta_{о.п}$ и от температурного напора на выходе конденсата греющего пара (дренажа) из охладителя дренажа $\theta_{о.д}$ (рис. 6-12); при этом $\theta_п = \theta_{сп}$, °С.

При постоянном расходе пара на турбину и постоянном конечном подогреве воды изменение температурных напоров в элементах подогревателя следующим образом влияет на электрическую мощность, вырабатываемую паром отборов турбины, на расход топлива и стоимость подогревателя.

С уменьшением недогрева ϑ при данной температуре подогрева воды $t_в$ тепловая экономичность турбоустановки возрастает, так как при этом температура насыщения и давление пара в отборе снижаются и увеличивается работа пара в турбине. Однако при этом возрастают поверхность нагрева, расход металла на подогревательную часть теплообменника и ее стоимость.

Аналогично при уменьшении температурного напора на выходе дренажа из его охладителя, при данной температуре входа в него нагреваемой воды температура дренажа, сливаемого в соседний подогреватель более низкого давления, снижается, отбор пара на него возрастает; одновременно благодаря более глубокому охлаждению дренажа и большему использованию тепла греющего пара в подогревателе с охладителем дренажа расход пара на данный подогреватель снижается. Работа пара в турбине при этом возрастает расход топлива уменьшается, однако затрата металла и стоимость охладителя дренажа увеличиваются.

С уменьшением температурного напора на выходе греющего пара из пароохладителя, т. е. с понижением температуры пара и остаточного перегрева его после охлаждения, возрастает расход пара на подогреватель с пароохладителем, подогрев воды в пароохладителе и уменьшается расход пара на следующий подогреватель более высокого давления. При этом поверхность пароохладителя увеличивается, но расход топлива снижается. Оптимальный недогрев (температурный напор)

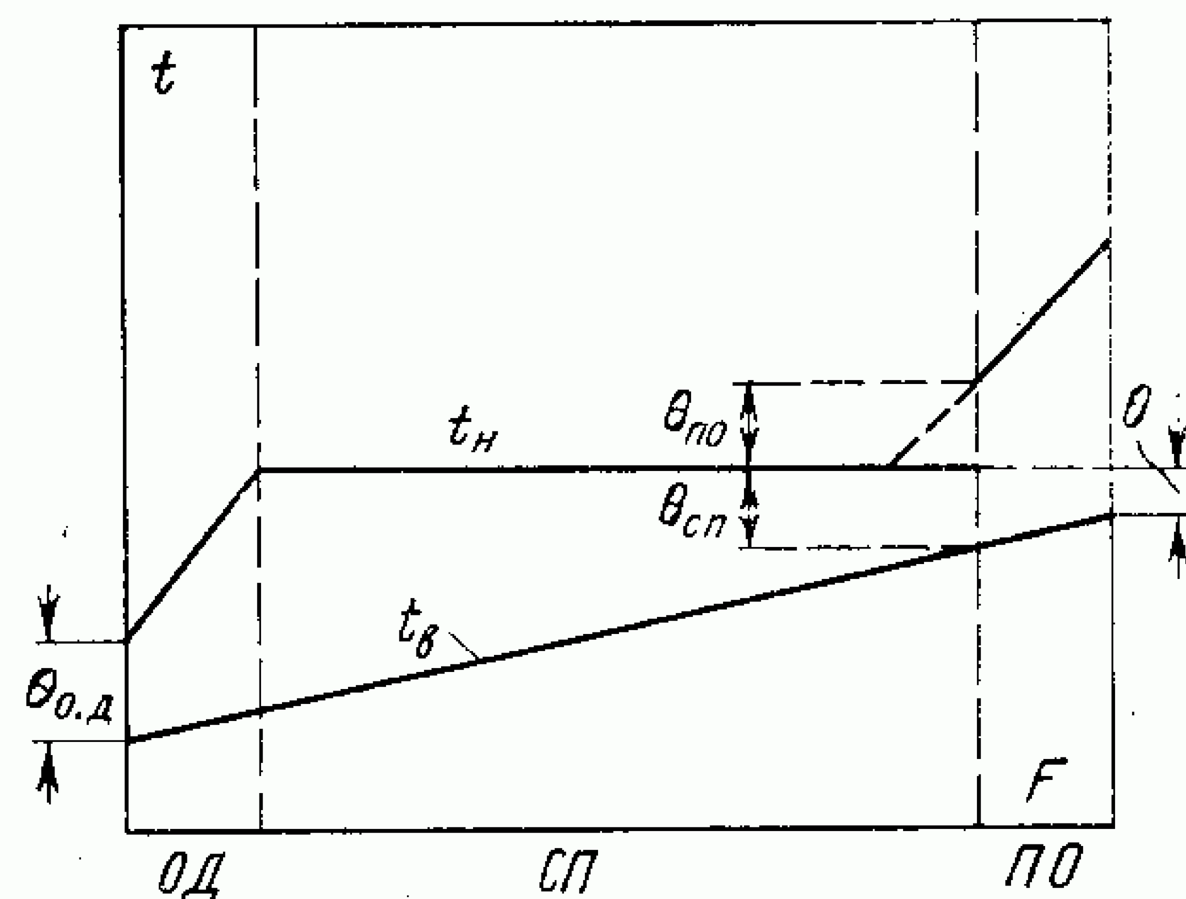


Рис. 6-12. Диаграмма температурных напоров в пароводяном теплообменнике.

ОД — охладитель дренажа; *СП* — собственно подогреватель; *ПО* — пароохладитель; *F* — поверхность нагрева; $t_в$ и $t_п$ — соответственно температура воды и пара; $t_н$ — температура насыщения пара; $\theta_п$ и θ — соответственно недогрев воды в подогревателе и конечный после пароохладителя; $\theta_{п.о}$ — остаточный перегрев пара после пароохладителя; $\theta_{о.д}$ — температурный напор на входе воды в охладитель дренажа.

зависит от стоимости топлива и металла. Чем дороже топливо и чем дешевле металл, тем выгоднее снижать недогрев, и наоборот.

Изменение электрической мощности при изменении недогрева ϑ_r в подогревательной части теплообменника определяется изменением теплопадения пара отбора в турбине. Изменения теплопадения и недогрева для данной ступени подогрева связаны между собой прямо пропорциональной зависимостью, т. е.

$$\Delta h_r = k_r \Delta \vartheta_r, \qquad (6\text{-}13)$$

где Δh_r и $\Delta \vartheta_r$ — малые изменения теплопадения и недогрева; k_r — коэффициент пропорциональности.

При прямолинейной зависимости величин q_r и, следовательно, i_r от i'_r во всей области их изменения коэффициент k_r одинаков для всех ступеней подогрева.

При снижении недогрева общая экономия определяется экономией затрат на замещаемую электрическую мощность ΔW, МВт (благодаря увеличению теплопадения пара) и затрат на топливо ΔB. Этой экономии противостоят дополнительные затраты ΔK, обусловливаемые удорожанием оборудования электростанции.

При определении ΔW учитывается также изменение расхода пара на данный подогреватель, а в зависимости от вида схемы и на другие подогреватели.

Получение дополнительной электрической мощности означает одновременно годовую экономию ΔB, т/год условного топлива, в количестве, необходимом для соответствующей выработки электроэнергии $\Delta Э_г$, МВт·ч/год:

$$\Delta B = b_у \Delta Э_г = b_у T_г \Delta W,$$

где $b_у$ — удельный расход условного топлива для замещаемой мощности, выбираемый для наиболее современных серийных установок (энергоблоков), характерных для района расположения электростанции (т/МВт·ч); $T_г$ — годовое число часов использования мощности.

Обозначаем, кроме того: $з^т_р$ — расчетные затраты на топливо с учетом стоимости его добычи и транспорта, руб/т условного топлива; $p_н$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, лет$^{-1}$; ΔK — удорожание электростанции при пониженных значениях температурных напоров, руб.; k — удельная стоимость замещаемой электрической мощности, руб/МВт; $\alpha_{а.р}$ и $\alpha_с$ — доли отчислений на амортизацию и ремонт соответственно регенеративной установки и замещаемой электростанции.

Экономически оптимальный недогрев определяется из условия, что суммарная годовая экономия расчетных затрат, обусловливаемая экономией топлива и уменьшением замещаемой мощности (по сравнению с исходным вариантом), руб/год,

$$\Delta З = з^т_р \Delta B + (p_н + \alpha_с) k \Delta W - (p_н + \alpha_{а.р}) \Delta K$$

имеет максимальное значение. В этом выражении каждому значению недогрева $\vartheta_п$ соответствуют определенные значения ΔB, ΔW и ΔK.

По расчетам Сибирского энергетического института (СЭИ) АН СССР недогрев в зависимости от стоимости топлива составляет: для ПВД 3—6°С; для ПНД 1,5—2,5°С. Превышение температуры охлажденного дренажа над температурой входящей воды принимают равным 3—10°С. Экономический остаточный перегрев пара после пароохладителя составляет 5—15°С. Остаточный перегрев охлажденного пара должен быть таким, чтобы предотвращалась конденсация пара в охладителе.

6-4. ЭКОНОМИЧЕСКИ НАИВЫГОДНЕЙШАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Теоретически наивыгоднейшая температура регенеративного подогрева питательной воды отвечает наименьшему расходу тепла турбинной установки, обусловливающему соответствующую экономию топлива на электростанции. Применение регенеративного подогрева связано одновременно с дополнительными затратами. Это приводит к тому, что экономически наивыгоднейшая температура регенеративного подогрева питательной воды ниже ее теоретически наивыгоднейшего значения и определяется минимальным значением расчетных затрат.

Регенеративная подогревательная установка с трубопроводами, арматурой, вспомогательными насосами, автоматическими устройствами и контрольно-измерительной аппаратурой требует дополнительных затрат металла и энергии на перекачку воды, дополнительного места и соответствующих денежных затрат.

При применении регенеративного подогрева воды при данной электрической мощности из-за отборов увеличивается расход свежего пара и питательной воды. Вследствие увеличения расхода свежего пара высота лопаток ступеней высокого давления турбины возрастает, повышается их к. п. д. Уменьшение пропуска пара через ступени низкого давления и выхлопную часть турбины облегчает их конструкцию, уменьшает выходные потери и позволяет повысить предельную мощность турбины.

При регенеративном подогреве воды увеличивается расход воды и пара, возрастают площади поверхности нагрева испарительной и перегревательной части парогенератора. Площадь поверхности нагрева водяного экономайзера из-за увеличения расхода воды и снижения температурных напоров также может возрасти. Для снижения температуры уходящих газов увеличивают поверхность нагрева воздухоподогревателя. В результате затраты металла и стоимость парогенератора с повышением температуры питательной воды возрастают.

С изменением температуры питательной воды на $\Delta t_{п.в}$, °C, экономическая температура уходящих газов $t_{у.г}$ изменяется на $\Delta t_{у.г} = a\Delta t_{п.в}$, где $a = 0{,}20 \div 0{,}25$ и имеет бо́льшие значения для более дешевого топлива. Повышению температуры питательной воды на 70°C соответствует снижение к. п. д. парогенератора примерно на 1%.

Диаметры и стоимость трубопроводов свежего пара и питательной воды также увеличиваются. Возрастает расход энергии на подачу питательной воды насосами. Однако удешевляется конденсационная установка и система водоснабжения.

С повышением температуры регенеративного подогрева питательной воды в пределах, обеспечивающих уменьшение расхода топлива на электростанции, удешевляется также пылеприготовление, топливное и зольное хозяйство, газоочистные устройства; уменьшается расход энергии на вспомогательные механизмы этих установок; удешевляются дымовые трубы.

Экономически наивыгоднейшая температура питательной воды зависит также от стоимости используемого металла и топлива и может быть определена в результате следующих, обычно вариантных, расчетов.

Экономически наивыгоднейшую температуру питательной воды надо выбирать совместно с выбором числа регенеративных отборов турбины. В зависимости от начальных параметров пара, мощности энергоблоков, стоимости используемого топлива рассматривают несколько вариантов числа регенеративных отборов пара (например, 6—8 или 7—9 отборов).

Для данного числа отборов методами, изложенными ранее, находят теоретически наивыгоднейшую конечную температуру регенеративного подогрева питательной воды, являющуюся верхним пределом экономической температуры питательной воды (при данном числе отборов). Теоретическая температура определяет крайний вариант с верхним значением исследуемой экономической температуры. Остальные варианты при данном числе ступеней подогрева выбирают, снижая соответственно конечную температуру питательной воды по сравнению с наивысшей. Определив таким образом экономически оптимальную температуру воды при каждом числе отборов, выбирают затем экономическое число отборов с соответствующей экономически наивыгоднейшей температурой питательной воды.

На установках с промежуточным перегревом пара предварительно определяют оптимальное его давление. Варианты конечной температуры регенеративного подогрева питательной воды выбирают при этом с учетом промежуточного перегрева; один из верхних регенеративных отборов совмещают, в частности, с отводом пара на промежуточный перегрев.

Минимум расчетных затрат на топливо и перечисленные элементы электростанции определяет экономически наивыгоднейшую конечную температуру питательной воды, соответствующую температуру уходящих газов парогенератора и ряд других параметров электростанции.

Таким образом, определение экономически наивыгоднейшей конечной температуры питательной воды является существенным элементом комплексной оптимизации паротурбинной электростанции, выполняемым методами математического моделирования с использованием электронных вычислительных машин (ЭВМ).

Таблица 6-3

Среда	Рекомендуемые температуры, °C		
	Энергоблоки 24 МПа, 565°C для базовой нагрузки		Энергоблоки 13 МПа, 540—565°C полупиковые
	Бурый уголь, 2—5 руб/т условного топлива	Дорогое топливо 18—23 руб/т условного топлива	
Питательная вода	235—245	280—295	235—245
Уходящие газы	180—190 / 130—140	130—140	150—160
Воздух перед основным подогревателем	30 / 40—50	60—70	

Примечание. Числитель — замкнутая система пылеприготовления; знаменатель — разомкнутая.

В табл. 6-3 приведены значения температур питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, рекомендуемые ЦКТИ на основании технико-экономических расчетов для базовых и полупиковых

энергоблоков и районов дешевого и дорогого топлива.

При увеличении температуры уходящих газов относительно указанных в табл. 6-3 на 20°C температура питательной воды может быть повышена на 5—10°C, при уменьшении температуры уходящих газов на 20°C температуру питательной воды следует понизить на 5—7°C.

6-5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТРАБОТАВШЕГО ТЕПЛА ТУРБИН ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ТОПЛИВА И ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА В ПАРОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКЕ

Общие положения

При использовании на электростанциях влажного топлива в пылевидном состоянии иногда осуществляют предварительную подсушку топлива перед сжиганием его в топочных устройствах парогенератора. При подсушке удаляют внешнюю влагу, сохраняя в топливе его гигроскопическую влажность. Таким образом, бурые угли подсушивают до влажности 12—14%, каменные угли — до влажности 1—2%. Благодаря удалению внешней влаги улучшается сыпучесть угля, хранение и транспорт подсушенного топлива становятся надежнее, улучшаются условия размола угля, повышается производительность мельниц. Сжигание топлива со стабильной влажностью происходит более устойчиво.

В применяемых в Советском Союзе замкнутых системах пылеприготовления подсушка топлива осуществляется одновременно с размолом его в мельнице. Для подсушки используется горячий воздух после воздухоподогревателя, иногда с присадкой горячих дымовых газов парогенератора.

На некоторых электростанциях, использующих преимущественно высоковлажное топливо (бурый уголь, лигниты), применяют разомкнутую систему пылеприготовления, при которой сушильный агент (горячий воздух или горячие газы) после сушки вместе с удаленными из топлива водяными парами сбрасывается в атмосферу. Благодаря более низкой температуре смеси сушильного агента и водяных паров (несколько ниже 100°C) по сравнению с температурой уходящих газов парогенератора (110—140°C) общая потеря с физическим теплом сбрасываемых в атмосферу газов и паров уменьшается. Существенно возрастает при этом к. п. д. парогенератора.

В качестве сушильного агента используют горячие газы или водяной пар (в поверхностных теплообменниках). Высоковлажное топливо (например, лигнит) иногда подсушивают горячими газами в специальных газовых сушилках. Горячие газы поступают из специальных топочных устройств, в которых сжигают часть топлива. Такой способ подсушки экономически не всегда оправдывает себя и на новых установках его почти не применяют. Возможна разомкнутая схема подсушки влажных топлив в мельницах уходящими газами парогенераторов с присадкой к ним горячих газов из газохода за водяным экономайзером или за пароперегревателем.

Такая схема, предложенная и разработанная ЦКТИ (СССР), высокоэкономична, но пока применяется лишь на отдельных установках относительно небольшой мощности.

На некоторых электростанциях в СССР и за рубежом применяют разомкнутую систему пылеприготовления с предварительной подсушкой топлива в паровых трубчатых сушилках. Использование для подсушки топлива отработавшего пара повышает тепловую экономичность производства электроэнергии турбоустановкой и электростанцией. Однако при этом возрастают капиталовложения в электростанцию.

При использовании сернистых топлив (мазут, угли) необходима защита поверхности воздухоподогревателя от коррозии. Для этого применяют предварительный подогрев воздуха перед воздухоподогревателем. Ранее для повышения температуры воздуха перед входом в воздухоподогреватель к холодному воздуху подмешивали часть воздуха, нагретого в воздухоподогревателе, т. е. осуществляли *рециркуляцию воздуха.* В настоящее время все больше для этой цели применяют предварительный подогрев воздуха в калориферах паром из отборов турбины. Используют для этой цели также конденсат турбины, нагреваемый в дополнительных поверхностях регенеративных подогревателей низкого давления и циркулирующий через эти подогреватели и водяные калориферы в парогенераторной установке.

Возможна даже, как предельный случай, полная замена обычного воздухоподогревателя паровыми калориферами с использованием значительного количества пара из отборов турбины.

Энергетические показатели электростанции (энергоблока) с разомкнутой системой пылеприготовления и использованием отработавшего пара для предварительной подсушки топлива

При предварительной паровой подсушке угля паровые сушилки и угольные мельницы с их вспомогательным оборудованием образу-

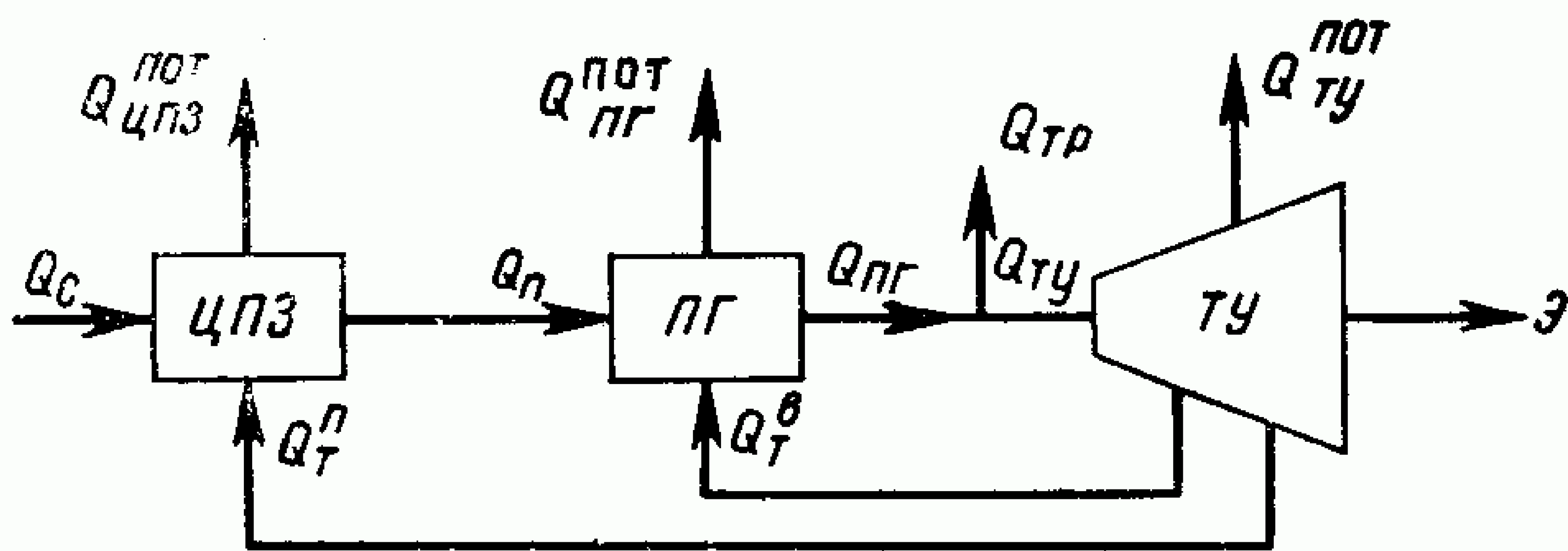


Рис. 6-13. Принципиальная схема электростанции с пылезаводом (ЦПЗ), с подсушкой топлива и подогревом воздуха для парогенераторов (ПГ) паром из отборов турбины (ТУ).

ют общую сушильно-размольную систему. Оборудование такой системы пылеприготовления объединяют обычно на отдельной установке, которую называют *центральным пылезаводом* (ЦПЗ).

Общая технологическая схема электростанции включает в этом случае, кроме турбинной и парогенераторной установок, дополнительно еще сушильно-размольную установку (рис. 6-13). Кроме основного технологического потока, проходящего последовательно через эти установки, появляется дополнительная связь в виде линии отработавшего пара, идущей от турбинной к сушильно-размольной установке (ЦПЗ).

В соответствии с этим кроме к. п. д. турбинной установки, транспорта тепла, парогенераторной установки добавляется еще к. п. д. сушильно-размольной системы (ЦПЗ), который в общем виде можно выразить так:

$$\eta_п = \frac{Q_п}{Q_с + Q_т}, \qquad (6\text{-}14)$$

где $Q_п$ — тепло, отводимое из установки с подсушенным топливом (угольной пылью); $Q_с$ — тепло, подводимое с сырым топливом; $Q_т = Q^п_т$ — тепло, подводимое с сушильным агентом — паром из турбоустановки. Тепловой баланс сушильно-размольной системы (ЦПЗ) за единицу времени (1 с) имеет вид, кВт:

$$Q_с + Q^п_т = Q_п + \Delta Q_п, \qquad (6\text{-}15)$$

где $\Delta Q_п$ — потери тепла в сушильно-размольной системе (ЦПЗ), составляющиеся из потерь с физическим теплом воздуха и выделенных при подсушке топлива водяных паров, удаляемых в атмосферу; из-за уноса мелких частиц угля и пыли в атмосферу при разомкнутой системе пылеприготовления; рассеяния тепла в окружающую среду $(\Delta Q_п = Q^{пот}_{ЦПЗ})$.

С учетом перечисленных потерь к. п. д. системы подсушки и размола топлива составляет 98,0—99,0%.

При паровой подсушке топлива отработавшим паром турбин к. п. д. электростанции (энергоблока) выразится, как обычно:

$$\eta_с = \frac{W_э}{Q_с}.$$

Преобразуем это выражение следующим образом:

$$\eta_с = \frac{W_э}{Q_{ту}} \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} \frac{Q_{пг}}{Q_п} \frac{Q_п}{Q_с} = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\frac{Q_п}{Q_с}.$$

Вводя обозначение доли тепла, отпускаемого турбоустановкой с паром на подсушку топлива,

$$\beta_т = \beta^п_т = \frac{Q_т}{Q_{ту}} = \frac{Q^п_т}{Q_{ту}}$$

и используя формулу (6-14), преобразуем отношение $Q_п/Q_с$ так:

$$\frac{Q_п}{Q_с} = \frac{\eta_п (Q_с + Q_т)}{Q_с} = \eta_п\left(1 + \frac{Q_т}{Q_с}\right) = \eta_п\left(1 + \frac{Q_т}{Q_{ту}}\frac{Q_{ту}}{Q_с}\frac{W_э}{W_э}\right)$$

или

$$\frac{Q_п}{Q_с} = \eta_п\left(1 + \beta_т\frac{\eta_с}{\eta_{ту}}\right).$$

Подставляя выражение $Q_п/Q_с$ в формулу для к. п. д. электростанции с разомкнутой системой пылеприготовления и паровой подсушкой, получаем:

$$\eta_с = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п\left(1 + \beta_т\frac{\eta_с}{\eta_{ту}}\right),$$

откуда

$$\eta_с = \frac{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п}{1 - \beta_т\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} \qquad (6\text{-}16)$$

или

$$\eta_с = \frac{\eta_{ту}}{\dfrac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} - \beta_т}. \qquad (6\text{-}17)$$

Таким образом, к. п. д. электростанции (энергоблока) является функцией к. п. д. установок: турбинной $\eta_{ту}$, транспорта тепла $\eta_{тр}$, парогенераторной $\eta_{пг}$ и сушильно-размольной $\eta_п$ и, кроме того, — доли отпуска тепла с отработавшим паром из турбинной установки для подсушки топлива $\beta_т$.

Если $\beta_т = 0$, то получаем выражение к. п. д. электростанции в виде $\eta_с = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п$. В предыдущих выражениях $Q_{ту}$ — полный расход тепла на турбинную установку и соответственно $\eta_{ту}$ — абсолютный электрический ее к. п. д., учитывающий полностью расход тепла на подсушку топлива $Q_т$. Абсолютный электрический к. п. д. турбоустановки $\eta_{ту}$ и к. п. д. турбоустановки по производству

электроэнергии $\eta^э_{ту}$ связаны соотношением

$$\eta_{ту} = (1 - \beta_т)\eta^э_{ту},$$

поэтому формула (6-17) принимает вид:

$$\eta_с = \eta^э_{ту} \frac{1 - \beta_т}{\frac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} - \beta_т} \qquad (6\text{-}18)$$

или

$$\eta_с = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п \frac{1 - \beta_т}{1 - \beta_т\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п}. \qquad (6\text{-}19)$$

Из формулы (6-16) следует, что к. п. д. электростанции с подсушкой топлива отработавшим паром турбины, как правило, выше абсолютного к. п. д. ТЭЦ $\eta^а_с = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}$ с абсолютным электрическим к. п. д. турбоустановки $\eta_{ту}$, т. е.:

$$\eta_с = \eta^а_с \frac{\eta_п}{1 - \beta_т\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} \text{ и } \eta_с > \eta^а_с.$$

но ниже к. п. д. ТЭЦ $\eta^э_с = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}$ с к. п. д. турбоустановки по производству электроэнергии $\eta_{ту}$:

$$\eta_с = \eta^э_с \eta_п \frac{1 - \beta_т}{1 - \beta_т\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} \text{ и } \eta_с < \eta^э_с.$$

Произведение $\eta_п\eta_{пг}\eta_{тр}$ при коэффициенте $\beta_т$ в предыдущих формулах характеризует использование тепла отработавшего пара, отводимого для подсушки топлива в технологическом контуре, включающем сушильно-размольную систему, парогенератор, трубопроводы электростанции. Величина $1/\eta_п\eta_{пг}\eta_{тр}$, обратная этому произведению, определяет относительную затрату тепла в этом контуре.

Для определения коэффициента $\beta_т$ нужно знать параметры и расход пара на сушку $D_т$.

Давление немного перегретого пара перед сушилкой должно быть не ниже 0,5 МПа; с учетом потерь давления в паропроводах, а также возможного снижения нагрузки турбоагрегата давление пара в отборе турбины выбирают равным 0,8—1,0 МПа.

Определив расход пара на турбину D_0 из расчета регенеративных подогревателей высокого давления, обогреваемых паром из отборов до промежуточного перегрева (при наличии такового), определяют пропуск пара через промежуточный перегреватель $D_{пп}$. Зная D_0, $D_{пп}$ и к. п. д. парогенератора, из уравнения теплового баланса парогенератора находят расход подсушенного топлива $B_п$.

По значению $B_п$ из расчетов теплового и материального (по условиям подсушки топлива) балансов сушильно-размольной системы определяют расход сырого топлива и расход тепла $Q_т$ и пара на сушку $D_с$. По расходам тепла на турбоустановку $Q_{ту}$ и подсушку топлива $Q_т$ находят коэффициент $\beta_т$.

Далее определяют расходы пара на регенеративные подогреватели, обогреваемые паром из отборов с давлением ниже давления промежуточного перегрева. Зная расход пара на турбину, отборы пара на регенеративные подогреватели и подсушку топлива, из энергетического уравнения турбоагрегата определяют его электрическую мощность $W_э$.

По полученным данным определяют к. п. д. турбоустановки $\eta_{ту}$ и $\eta^э_{ту}$, и по формулам (6-16) или (6-17), (6-18) или (6-19) — к. п. д. электростанции (энергоблока) $\eta_с$.

В ориентировочных расчетах можно пользоваться приближенными формулами для определения удельного расхода пара на подсушку топлива, кг пара/т топлива,

$$\alpha^B_т = \frac{D_т}{B_с} \cdot 10^3 \approx 12\Delta W,$$

а также относительной его величиной, %,

$$\alpha^D_т = \frac{D_т}{D_0} 10^2 = 1,2 \frac{\Delta W}{u},$$

где ΔW — количество испаренной из топлива влаги, %; u — испарительность топлива, кг/кг.

По проведенным расчетам для энергоблока К-300-240 на подмосковном угле $D_т \approx \approx 18$ кгс/с; для энергоблока К-500-240 на назаровском угле $D_т \approx 40$ кг/с; для энергоблока К-800-240 на АШ $D_т \approx 10$ кг/с.

Принимая для численной иллюстрации полученных формул $\beta_т = 0,05$, а также следующие значения к. п. д. установок электростанции:

$$\eta^э_{ту} = 0,45;\ \eta_{ту} = \eta^э_{ту}(1 - \beta_т) \approx 0,427;\ \eta_{пг} = 0,92;$$
$$\eta_{тр} = 0,98;\ \eta_п = 0,985;$$

получим:

$$\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п \approx 0,89;\ \frac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} \approx 1,13,$$

тогда по формуле (6-17):

$$\eta_с = \frac{\eta_{ту}}{\frac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п} - \beta_т} = \frac{0,427}{1,13 - 0,05} \approx 0,396.$$

При этом

$$\eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг} = \eta^э_с \approx 0,405$$

и

$$\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг} = \eta^а_с = 0,385.$$

Следовательно, как и было показано выше, $\eta^а_с = 0,385 < \eta_с = 0,396 < \eta^э_с = 0,405$.

Таким образом, к. п. д. конденсационной электростанции с подсушкой влажного топлива паром из отборов турбины следует определять по приведенным выше формулам. Расчет к. п. д. по формулам для ТЭЦ с использо-

ванием абсолютного к. п. д. турбоустановки $\eta_{ту}$ или к. п. д. турбоустановки по производству электроэнергии $\eta^{э}_{ту}$ приводит к неверному результату с относительной погрешностью до 2,5%.

Энергетические показатели электростанции (энергоблока) с использованием тепла пара из отборов турбины для подогрева воздуха в парогенераторной установке

При подогреве воздуха перед воздухоподогревателем в калориферах паром из отборов турбины или конденсатом, обогреваемым таким паром в регенеративной подогревательной установке турбины (рис. 6-13), к. п. д. электростанции (энергоблока) имеет обычное выражение:

$$\eta_c = \frac{W_э}{Q_c}.$$

Доля расхода тепла $Q_т$ на подогрев воздуха из отборов турбины равна:

$$\beta_т = \beta^в_т = \frac{Q_т}{Q_{ту}} = \frac{Q^в_т}{Q_{ту}}.$$

Расход тепла на турбоустановку $Q^э_{ту}$ (на производство электроэнергии):

$$Q^э_{ту} = Q_{ту} - Q_т = Q_{ту}(1 - \beta_т);$$

соответственно абсолютный электрический к. п. д. турбоустановки

$$\eta_{ту} = \frac{W_э}{Q_{ту}}$$

и к. п. д. по производству электроэнергии

$$\eta^э_{ту} = \frac{W_э}{Q_{ту}(1-\beta_т)} = \frac{\eta_{ту}}{1-\beta_т}.$$

Парогенераторная установка, кроме тепла топлива Q_c, использует дополнительно тепло извне $Q_т$, подводимое из турбоустановки. Поэтому к. п. д. парогенераторной установки выражается так:

$$\eta_{пг} = \frac{Q_{пг}}{Q_c + Q_т}, \qquad (6\text{-}20)$$

где $Q_{пг} = Q_{ту}/\eta_{тр}$; $\eta_{тр}$ — к. п. д. транспорта тепла (трубопроводов между парогенераторами и турбинами).

Выражение к. п. д. электростанции (энергоблока) запишем так:

$$\eta_c = \frac{W_э}{Q_{ту}}\,\frac{Q_{ту}}{Q_{пг}}\,\frac{Q_{пг}}{Q_c} = \eta_{ту}\eta_{тр}\frac{Q_{пг}}{Q_c};$$

здесь

$$\frac{Q_{пг}}{Q_c} = \eta_{пг}\frac{Q_c + Q_т}{Q_c} = \eta_{пг}\left(1 + \frac{Q_т}{Q_c}\right),$$

а

$$\frac{Q_т}{Q_c} = \beta_т\frac{Q_{ту}}{W_э}\,\frac{W_э}{Q_c} = \beta_т\frac{\eta_c}{\eta_{ту}}.$$

Поэтому

$$\eta_c = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\left(1 + \beta_т\frac{\eta_c}{\eta_{ту}}\right),$$

и, следовательно, к. п. д. электростанции (энергоблока) с использованием тепла отборов пара из турбины для предварительного подогрева воздуха в парогенераторной установке составляет:

$$\eta_c = \frac{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}}{1 - \beta_т\eta_{тр}\eta_{пг}} = \frac{\eta_{ту}}{1/\eta_{тр}\eta_{пг} - \beta_т}. \qquad (6\text{-}21)$$

Вводя вместо $\eta_{ту}$ к. п. д. $\eta^э_{ту}$, напишем:

$$\eta_c = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\frac{1-\beta_т}{1 - \beta_т\eta_{тр}\eta_{пг}} = \eta^э_{ту}\frac{1-\beta_т}{\dfrac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}} - \beta_т}. \qquad (6\text{-}22)$$

В формулах (6-21) и (6-22) произведение $\eta_{тр}\eta_{пг}$ характеризует использование тепла в контуре, включающем трубопроводы электростанции и парогенераторную установку, по которому циркулирует тепло, расходуемое для предварительного подогрева воздуха.

Для электростанции, на которой одновременно применяются паровая подсушка топлива и предварительный подогрев воздуха в калориферах в парогенераторной установке с использованием тепла пара из отборов турбины (см. рис. 6-13), можно получить следующее выражение к. п. д.:

$$\eta_c = \frac{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п}{1 - \beta^п_т\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п - \beta^в_т\eta_{тр}\eta_{пг}} = \frac{\eta_{ту}\eta_п}{\dfrac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}} - \beta^п_т\eta_п - \beta^в_т} \qquad (6\text{-}23)$$

или

$$\eta_c = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п\frac{1-\beta_т}{1 - \beta^п_т\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п - \beta^в_т\eta_{тр}\eta_{пг}} = \eta^э_{ту}\eta_п\frac{1-\beta_т}{\dfrac{1}{\eta_{тр}\eta_{пг}} - \beta^п_т\eta_п - \beta^в_т}. \qquad (6\text{-}24)$$

В этих формулах: $\beta^п_т = Q^п_т/Q_{ту}$ — доля тепла $Q^п_т$, затрачиваемого турбоустановкой на подсушку топлива; $\beta^в_т = Q^в_т/Q_{ту}$ — доля тепла $Q^в_т$, затрачиваемого турбоустановкой на подогрев воздуха в парогенераторной установке.

Как видно из формул (6-23) и (6-24), при совместном применении подсушки топлива и подогрева воздуха с использованием отработавшего тепла турбин знаменатель в выражениях к. п. д. электростанции обладает свойством аддитивности, т. е. эффект от применения этих мероприятий суммируется.

Коэффициент полезного действия электростанций, работающих на мазуте и использующих пар из отбора турбины для его подогрева, а также для предварительного подогрева воздуха, определяется также формулами вида (6-23) или (6-24). В этих формулах $\eta_п$ в данном случае обозначает коэффициент использования тепла в мазутном хозяйстве, равный отношению количества тепла, использованного для подогрева мазута, подводимого к топкам парогенераторов, $Q^п_т$ ко всему теплу, затраченному на подогрев мазута (в цистернах, сливных лотках, резервуарах, подогревателях и т. д) $Q_т$, т. е.:

$$\eta_п = \frac{Q^п_т}{Q_т}.$$

Энергетические показатели электростанции (энергоблока) с разомкнутой системой пылеприготовления, газовой подсушкой топлива и с использованием тепла пара из отборов турбины для подогрева воздуха

Топливо в мельницах подсушивают смесью уходящих газов и более горячих газов из газоходов парогенератора (например, из газохода между водяным экономайзером и воздухоподогревателем) с температурой около 350°С. Часть уходящих газов сбрасывается в атмосферу, минуя сушильное устройство (мельницы).

Ввиду уменьшенного потока дымовых газов через воздухоподогреватель из-за отбора части их до воздухоподогревателя и повышенной температуры уходящих газов (200—250°С) газовая подсушка топлива (рис. 6-14) сочетается с предварительным подогревом воздуха с использованием тепла пара из отборов турбины (ЦКТИ).

Обозначим расходы тепла: газов на подсушку топлива $Q^г_т$,пара на подогрев воздуха $Q^в_т$ и соответствующие доли тепла:

$$\beta^г_т = \frac{Q^г_т}{Q_{пг}}\ ;\ \beta^в_г = \frac{Q^в_т}{Q_{ту}}. \qquad (6\text{-}25)$$

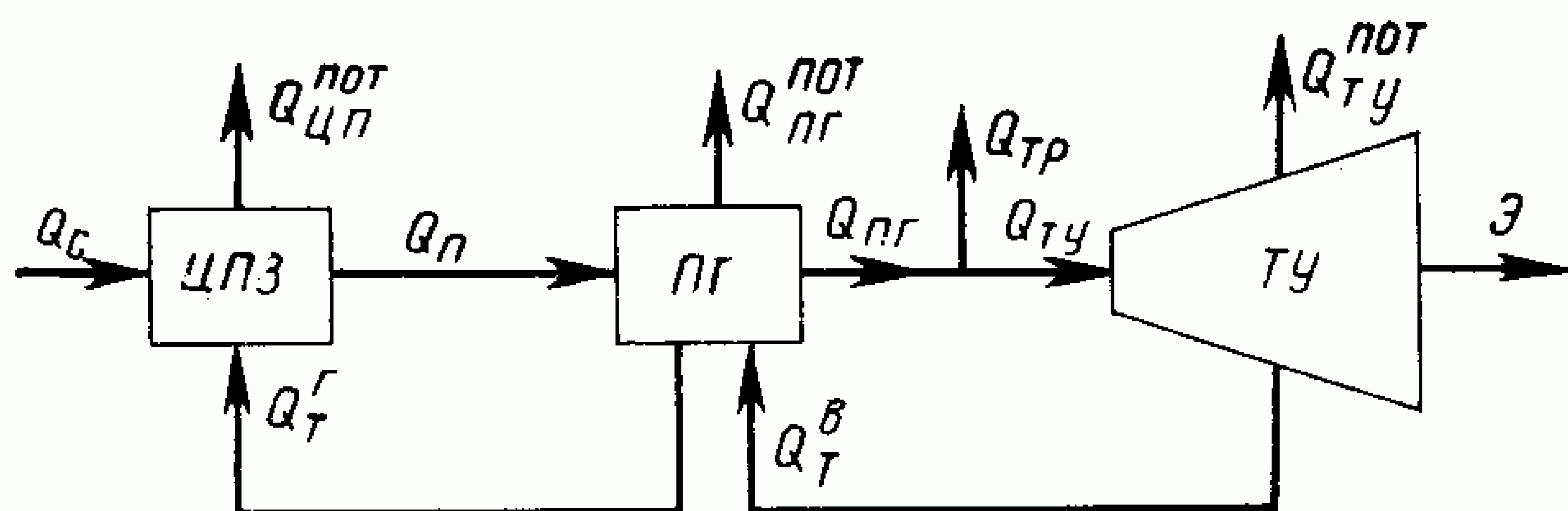


Рис. 6-14. Принципиальная схема электростанции (энергоблока) с газовой подсушкой топлива на пылезаводе и подогревом воздуха паром из отбора турбины.

В соответствии с предыдущим к. п. д. парогенераторной установки

$$\eta_{пг} = \frac{Q_{пг}}{Q_п + Q^в_т}.$$

где $Q_п$ — расход тепла подсушенного топлива (угольной пыли) на парогенератор.

Коэффициент полезного действия сушильно-размольной системы:

$$\eta_п = \frac{Q_п}{Q_c + Q^г_т}. \qquad (6\text{-}26)$$

Коэффициент полезного действия электростанции представим в виде

$$\eta_c = \frac{W_э}{Q_c} = \frac{W_э}{Q_{ту}} \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} \frac{Q_{пг}}{Q_п + Q^в_т} \frac{Q_п + Q^в_т}{Q_c},$$

или

$$\eta_c = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\frac{Q_п + Q^в_т}{Q_c}.$$

Преобразуем отношение

$$\frac{Q_п + Q^в_т}{Q_c} = \frac{\eta_п (Q_c + Q^г_т) + \beta^в_т Q_{ту}}{Q_c} = \\ = \eta_п\left(1 + \beta^г_т \frac{Q_{пг}}{Q_c}\right) + \beta^в_т \frac{Q_{ту}}{Q_c};$$

здесь

$$\frac{Q_{пг}}{Q_c} = \frac{Q_{ту}}{\eta_{тр} Q_c} \text{ и } \frac{Q_{ту}}{Q_c} = \frac{Q_{ту}}{W_э} \frac{W_э}{Q_c} = \frac{\eta_c}{\eta_{ту}}.$$

Следовательно,

$$\frac{Q_п + Q^в_т}{Q_c} = \eta_п\left(1 + \beta^г_т \frac{\eta_c}{\eta_{тр}\eta_{ту}}\right) + \beta^в_т \frac{\eta_c}{\eta_{ту}} = \\ = \eta_п + \frac{\eta_c}{\eta_{ту}}\left(\beta^г_т \frac{\eta_п}{\eta_{тр}} + \beta^в_т\right);$$

отсюда

$$\eta_c = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\left[\eta_п + \frac{\eta_c}{\eta_{ту}}\left(\beta^г_т \frac{\eta_п}{\eta_{тр}} + \beta^в_г\right)\right].$$

Таким образом, к. п. д. электростанции (энергоблока) с газовой подсушкой топлива и использованием тепла пара отборов турбины для подогрева воздуха

$$\eta_c = \frac{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п}{1 - \beta^г_т \eta_{пг}\eta_п - \beta^в_т \eta_{тр}\eta_{пг}} = \\ = \frac{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_п}{\frac{1}{\eta_{пг}} - \beta^г_т \eta_п - \beta^в_т \eta_{тр}}. \qquad (6\text{-}27)$$

Используя вместо абсолютного к. п. д. турбоустановки $\eta_{ту} = \eta^э_{ту}(1 - \beta^в_т)$ к. п. д. $\eta^э_{ту}$, к. п. д. электростанции (энергоблока) напишем в виде

$$\eta_c = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_п \frac{1 - \beta^в_т}{1 - \beta^г_т \eta_{пг}\eta_п - \beta^в_т \eta_{тр}\eta_{пг}} = \\ = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_п \frac{1 - \beta^в_т}{\frac{1}{\eta_{пг}} - \beta^г_т \eta_п - \beta^в_т \eta_{тр}}. \qquad (6\text{-}28)$$

В формулах (6-27) и (6-28) произведения $\eta_{пг}\eta_{п}$ и $\eta_{тр}\eta_{пг}$ характеризуют использование тепла: при подсушке топлива в технологическом контуре, включающем парогенератор и сушильно-размольную систему, и при подогреве воздуха в контуре, включающем трубопроводы электростанции и парогенератор.

Расчетом технологической схемы энергоблока К-500-240 на назаровском угле с разомкнутой системой пылеприготовления и газовой подсушкой угля, с использованием тепла пара из отборов турбины для подогрева воздуха определены следующие значения энергетических показателей: $\eta_{ту}=0{,}442$; $\eta^{э}_{ту}=0{,}459$; $\eta_{тр}=0{,}97$; $\eta_{пг}=0{,}888$; $\eta_{п}=0{,}962$; доли отпуска тепла на подсушку топлива $\beta^{г}_{т}=0{,}1085$ и на подогрев воздуха $\beta^{в}_{т}=0{,}0367$.

Отсюда по формуле (6-27)

$$\eta_{c}=\frac{\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{п}}{\frac{1}{\eta_{пг}}-\beta^{г}_{т}\eta_{п}-\beta^{в}_{т}\eta_{тр}}=$$

$$=\frac{0{,}442\cdot 0{,}97\cdot 0{,}962}{\frac{1}{0{,}888}-0{,}1085\cdot 0{,}962-0{,}0367\cdot 0{,}97}=0{,}419.$$

Расчетный к. п. д. энергоблока нетто с учетом расхода энергии на вспомогательные машины при указанных условиях, определен равным $\eta^{н}_{c}=0{,}402$, что находится на уровне показателей современных лучших энергоблоков.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА И ИХ ВОСПОЛНЕНИЕ

7-1. ПОТЕРИ ПАРА И КОНДЕНСАТА

Потери пара и конденсата электростанций разделяются на *внутренние и внешние*. К внутренним относят потери от утечки пара и конденсата в системе оборудования и трубопроводов самой электростанции, а также потери продувочной воды парогенераторов.

Потери от утечки пара и воды на электростанциях обусловливаются неплотностью фланцевых соединений трубопроводов, предохранительных клапанов парогенераторов, турбин и другого оборудования электростанции; потерей дренажа оборудования, трубопроводов и арматуры; безвозвратным расходом на технические нужды (паровая обдувка парогенераторов, расход пара на разогрев мазута, на мазутные паровые форсунки и т. д.).

Потери пара и конденсата обусловливают соответствующую потерю тепла, ухудшение тепловой экономичности и снижение к. п. д. электростанции. Потери пара и конденсата восполняют (возмещают) добавочной водой. Для ее подготовки применяют специальные устройства, обеспечивающие питание парогенераторов водой необходимого качества, что требует дополнительных кипитальных вложений и эксплуатационных расходов.

Потери от утечки уменьшают заменой фланцевых соединений трубопроводов, арматуры и оборудования сварными соединениями; обеспечением высокой плотности арматуры и предохранительных клапанов, в частности заменой последних диафрагмами; сбором и использованием дренажа оборудования, арматуры и трубопроводов.

Потери от утечки распределены по всему пароводяному тракту. Однако более вероятны они из мест с наиболее высокими параметрами среды. Условное сосредоточение потерь от утечек в линии свежего пара упрощает расчет тепловой схемы и дает некоторый запас в расчетных показателях тепловой экономичности электростанции. На рис. 7-1 показаны, кроме того, потери с продувочной водой парогенераторов (барабанных). На электростанциях с прямоточными парогенераторами они отсутствуют.

Вторая составляющая внутренних потерь воды обусловливается непрерывной продувкой воды из барабанных парогенераторов, ограничивающей концентрацию солей, щелочей, кремниевой кислоты и других примесей в воде парогенераторов величиной, обеспечивающей надежную их работу и требуемую чистоту производимого ими пара.

Непрерывная продувка парогенераторов должна находиться в следующих пределах: при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей 0,3—0,5%, химически очищенной водой 0,5—3,0%, в отдельных неблагоприятных случаях на ТЭЦ — до 5%.

Снижения продувки и повышения чистоты пара достигают улучшением качества питательной воды, уменьшением потерь пара и конденсата и количества добавочной воды,

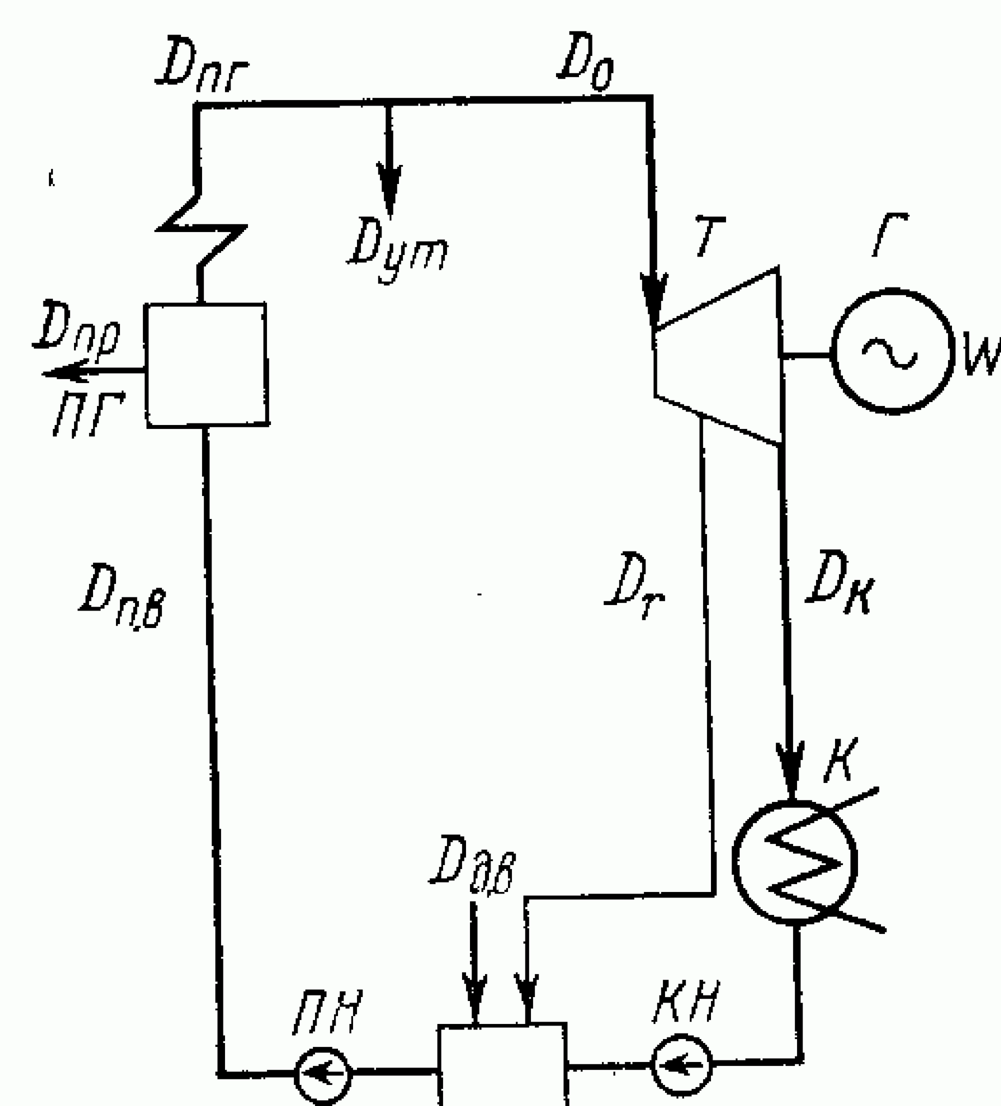


Рис. 7-1. Простейшая схема конденсационной электростанции с потерями пара и воды.

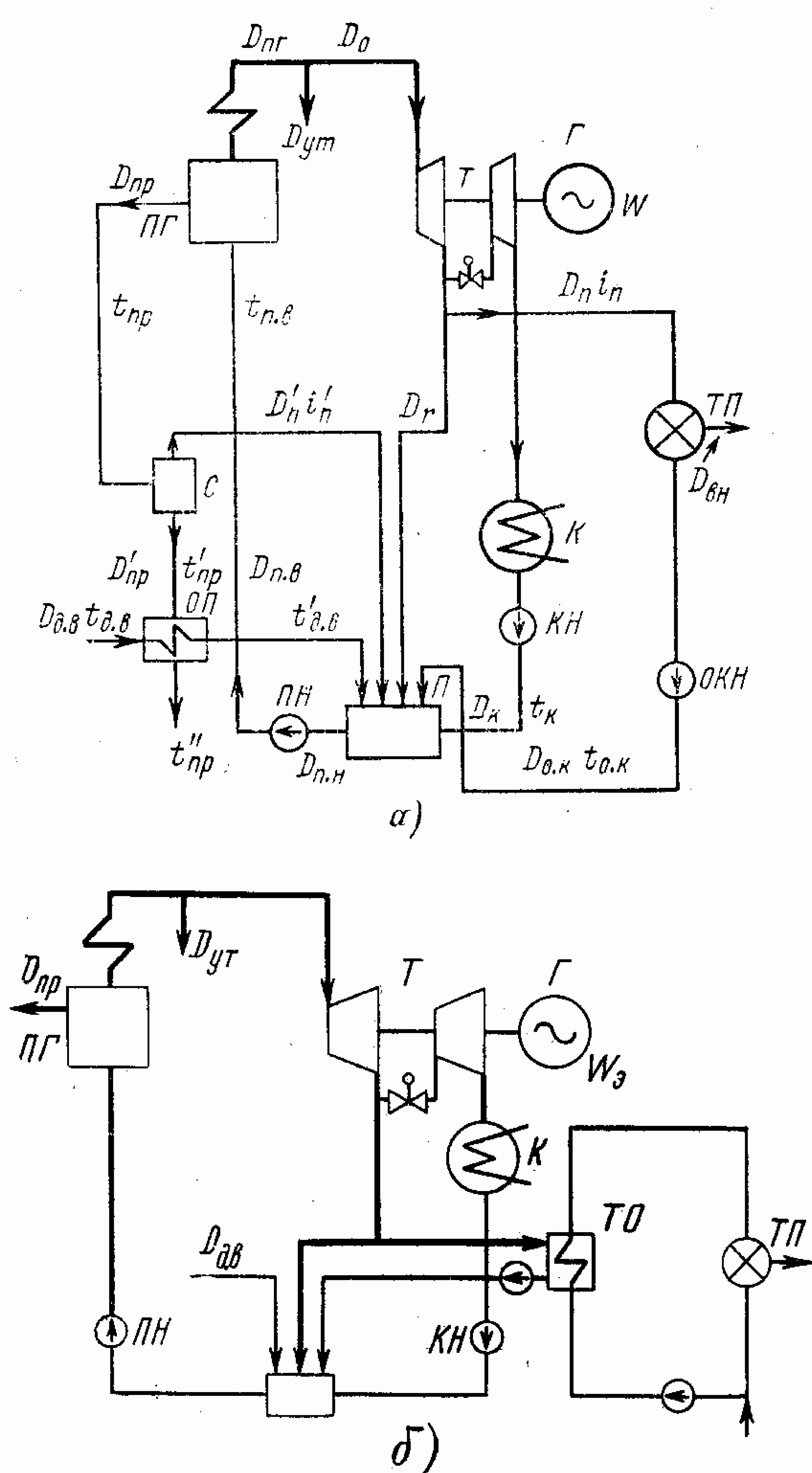


Рис. 7-2. Принципиальные схемы теплоэлектроцентралей.

а — открытая — с внешней потерей конденсата и использованием тепла продувочной воды: *С* — сепаратор, *ОП* — охладитель продувочной воды; *б* — закрытая: *ТО* — промежуточный теплообменник; *ТП* — тепловой потребитель; $i'_п$ — энтальпия насыщенного сухого пара $i''_п$.

применением ступенчатого испарения воды в барабанных парогенераторах и рациональной сепарации пара.

Потери продувочной воды и ее тепла уменьшают, применяя устройства для использования непрерывной продувки парогенераторов, состоящие из расширителей (сепараторов) и охладителей продувочной воды (концентрата или сепарата) после расширителей.

Питательная вода прямоточных парогенераторов должна быть особенно чистой, так как значительная часть солей, растворимых в воде, и других примесей затем вместе с паром выносится в паровой тракт и откладывается в проточной части турбины, снижая ее мощность, к. п. д. и надежность.

При сверхкритическом давлении пара значительную часть отложений в турбине составляют продукты коррозии водяного тракта — окислы меди и железа.

К внутренним относятся также потери пара и конденсата при неустановившихся режимах работы оборудования: при растопке и остановке парогенераторов, прогреве и продувке паропроводов, пуске и остановке турбины, промывке оборудования. Всемерное снижение этих потерь — существенное требование к пусковым схемам энергоблоков и электростанций.

Внутренние потери пара и конденсата не должны превышать при номинальной нагрузке: 1,0% — на конденсационных электростанциях, 1,2% — на отопительных ТЭЦ, 1,6% — на ТЭЦ с производственной или производственно-отопительной нагрузкой. При пониженных нагрузках допускается увеличение внутристанционных потерь, но не более чем в 1,5 раза. На электростанциях с прямоточными парогенераторами эти потери с учетом периодических водных обмывок могут быть увеличены на 0,3—0,5% (абсолютных).

При сжигании мазута в качестве основного или резервного топлива потери конденсата увеличиваются, но не более чем на 6 т в летнее и на 16 т в зимнее время на каждые 100 т мазута, поступившего на электростанцию в железнодорожных цистернах.

В зависимости от схемы отпуска тепла внешним потребителям на теплоэлектроцентралях, кроме внутренних, могут быть и внешние потери пара и конденсата. Применяют две различные схемы отпуска тепла теплоэлектроцентралью: *открытую*, при которой потребителям подается пар непосредственно из отбора или противодавления турбины (рис. 7-2,*а*), и *закрытую*, при которой пар из отбора или противодавления турбины, конденсируясь в поверхностном теплообменнике, нагревает теплоноситель, направляемый внешним потребителем, а конденсат греющего пара остается на ТЭЦ (рис. 7-2,*б*). Если потребителям (промышленным) требуется пар, то в качестве промежуточных теплообменников применяют испарители-парообразователи; если потребителям (коммунальным) тепло отпускается горячей водой, то промежуточным теплообменником служит подогреватель воды, подаваемой в тепловую сеть (сетевой подогреватель).

При закрытой схеме отпуска тепла потери пара и конденсата сводятся к внутренним, и по относительной величине потери рабочей среды теплоэлектроцентраль мало отличается от конденсационной электростанции.

Количество обратного конденсата, возвращаемого промышленными потребителями па-

ра, составляет от нуля до 80% (в среднем 30—50%) расхода отпускаемого пара.

Потеря конденсата у внешнего потребителя (внешняя потеря конденсата) может составить от 15 до 70% (в среднем 35—50%) расхода пара на теплофикационные турбины. Очевидно, внешние потери конденсата могут быть значительно больше внутренних потерь.

Добавочная вода, вводимая в питательную систему парогенератора при открытой схеме отпуска тепла, должна восполнять внутренние и внешние потери пара и конденсата. Перед вводом в питательную систему парогенераторов применяют: глубокое химическое обессоливание добавочной воды; сочетание предварительной химической очистки (катионирования) с термической подготовкой добавочной воды посредством испарителей.

7-2. БАЛАНС ПАРА И ВОДЫ

Для расчета тепловой схемы, определения расхода пара на турбины, производительности парогенераторов, энергетических показателей и т. п. необходимо установить, в частности, основные соотношения материального баланса пара и воды электростанции. Определим эти соотношения для более общего случая теплоэлектроцентрали с отпуском пара промышленному потребителю непосредственно из отбора турбины (рис. 7-2,*а*). Уравнения материального баланса пара и воды конденсационной электростанции получаются как частный случай соотношений для теплоэлектроцентрали.

Паровой баланс основного оборудования электростанции выражается следующими уравнениями.

Расход свежего пара D на турбину при отборе пара на регенерацию D_r и для внешнего потребления $D_п$ и пропуске пара в конденсатор $D_к$ равен:

$$D = D_r + D_п + D_к. \quad (7\text{-}1)$$

Для конденсационной электростанции $D_п = 0$ и, следовательно:

$$D = D_r + D_к. \quad (7\text{-}1а)$$

Расход свежего пара на турбоустановку с учетом его расхода $D_{у0}$ на уплотнения и другие нужды помимо главной турбины

$$D_0 = D + D_{у0}. \quad (7\text{-}2)$$

Паровая нагрузка парогенераторов $D_{пг}$ с учетом утечки $D_{ут}$, включая безвозвратный расход свежего пара на хозяйственно-технические нужды электростанции, составляет:

$$D_{пг} = D_0 + D_{ут}. \quad (7\text{-}3)$$

В качестве основной расчетной величины расхода рабочего тела целесообразно принимать расход свежего пара на турбоустановку D_0. Баланс воды на электростанции выражается следующими уравнениями.

Баланс питательной воды

$$D_{п.в} = D_{пг} + D_{пр} = D_0 + D_{ут} + D_{пр}, \quad (7\text{-}4)$$

где $D_{пр}$ — расход продувочной воды парогенераторов; в случае прямоточных парогенераторов $D_{пр} = 0$; $D_{п.в} = D_0 + D_{ут}$. (7-4а)

Поток питательной воды $D_{п.в}$ составляется в общем случае из конденсата турбины $D_к$, обратного конденсата тепловых потребителей $D_{о.к}$, конденсата пара регенеративных отборов D_r, конденсата пара из расширителя продувки парогенераторов $D'_п$ и уплотнений турбины $D_у$, добавочной воды $D_{д.в} = D_{ут} + D'_{пр} + D_{вн}$, а именно:

$$D_{п.в} = D_к + D_{о.к} + D_r + D'_п + D_у + D_{ут} + D'_{пр} + D_{вн};$$

без учета (для упрощения) регенеративных отборов и протечек через уплотнения турбины получим:

$$D_{п.в} = D_к + D_{о.к} + D_{д.в} + D'_п. \quad (7\text{-}4б)$$

Потери пара и конденсата ТЭЦ составляются в общем случае из внутренних потерь $D_{вт}$ и внешних потерь $D_{вн}$. Внутренние потери пара и воды на электростанции равны:

$$D_{вт} = D_{ут} + D'_{пр}, \quad (7\text{-}5)$$

где $D'_{пр}$ — потеря продувочной воды при одноступенчатой расширительной установке: в случае прямоточных парогенераторов

$$D_{пр} = 0,\ D'_{пр} = 0 \text{ и } D_{вт} = D_{ут}. \quad (7\text{-}5а)$$

Внешние потери конденсата ТЭЦ с открытой схемой отпуска пара равны:

$$D_{вн} = D_п - D_{о.к}, \quad (7\text{-}6)$$

где $D_{о.к}$ — количество конденсата, возвращаемого от внешних потребителей.

Общая потеря $D_{пот}$ пара и конденсата ТЭЦ с открытой схемой отпуска тепла и количество добавочной воды $D_{д.в}$ равны сумме внутренних и внешних потерь:

$$D_{пот} = D_{д.в} = D_{вт} + D_{вн} = D_{ут} + D'_{пр} + D_{вн}. \quad (7\text{-}7)$$

При прямоточных парогенераторах $D_{пр} = 0$ и $D_{пот} = D_{ут} + D_{вн}$.

Для конденсационной электростанции и для ТЭЦ с закрытой схемой отпуска тепла

$$D_{вн} = 0 \text{ и } D_{пот} = D_{вт} = D_{ут} + D'_{пр};$$

при прямоточных парогенераторах в этом случае $D_{пот} = D_{вт} = D_{ут}$.

Перед входом в расширитель продувочная вода проходит через редуктор, и в расширитель поступает пароводяная смесь, которая разделяется в нем на относительно чистый пар, отводимый в один из теплообменников регенеративной системы турбоустановки, и воду (сепарат или концентрат), с которой выводятся примеси (соли и т. п.), удаляемые из парогенератора с продувочной водой.

Количество пара, сепарируемого в расширителе и возвращаемого в питательную систему, достигает 30% расхода продувочной воды, а количество возвращаемого тепла — около 60%, при двухступенчатом расширении — еще выше.

Тепло продувочной воды используется дополнительно в охладителе продувки для подогрева добавочной воды. Если охлажденная продувочная вода используется далее для питания испарителей или подпитки тепловой сети, то тепло продувочной воды используется почти полностью.

Энтальпия пара и воды на выходе из расширителя соответствует состоянию насыщения при давлении в расширителе; незначительной влажностью пара в расчетах можно пренебречь.

Выпар из расширителя продувки барабанного парогенератора и потеря продувочной воды определяются уравнениями теплового и материального балансов расширительной установки. В случае *одноступенчатой расширительной установки* (рис. 7-2,*а*):

уравнение теплового баланса

$$D_{пр} i_{пр} = D'_{п} i''_{п} + D'_{пр} i'_{пр}; \qquad (7\text{-}8)$$

уравнение материального баланса

$$D_{пр} = D'_{п} + D'_{пр}, \qquad (7\text{-}9)$$

где $i_{пр}$, $i'_{пр}$ и $i''_{п}$ — соответственно энтальпии продувочной воды парогенераторов, продувочной воды и выпара после расширителей продувки, кДж/кг. Отсюда

$$D'_{п} = \frac{i_{пр} - i'_{пр}}{i''_{п} - i'_{пр}} D_{пр} = \beta'_{п} D_{пр} \qquad (7\text{-}10)$$

и

$$D'_{пр} = D_{пр} - D'_{п} = \frac{i''_{п} - i_{пр}}{i''_{п} - i'_{пр}} D_{пр} = \beta'_{пр} D_{пр}. \qquad (7\text{-}10а)$$

Значения $i_{пр}$, $i''_{п}$ и $i'_{пр}$ определяются однозначно давлением пара в барабане парогенератора и в расширителе продувки, т. е. равны соответственно значениям энтальпии воды при насыщении в барабане парогенератора $i_{пр} = i'_{пг}$, пара и воды в расширителе продувки. Давление пара в расширителе продувки определяется местом в тепловой схеме, к которому подводится выпар из расширителя.

В случае *двухступенчатой расширительной установки* $D'_{пр}$ и $D'_{п}$, $D''_{пр}$ и $D''_{п}$ определяются из следующих уравнений теплового и материального баланса.

Для расширителя первой ступени

$$D_{пр} i_{пр} = D_{п1} i''_{п1} + D_{пр1} i'_{пр1}$$

и

$$D_{пр} = D_{п1} + D_{пр1}.$$

Для расширителя второй ступени

$$D_{пр1} i'_{пр1} = D_{п2} i''_{п2} + D_{пр2} i'_{пр2}$$

и

$$D_{пр1} = D_{п2} + D_{пр2}.$$

В этих уравнениях $D_{пр}$, $D_{пр1}$ и $D_{пр2}$ — соответственно расходы продувочной воды из парогенератора и расширителей первой и второй ступеней, кг/ч; $D_{п1}$ и $D_{п2}$ — выход пара из расширителей первой и второй ступеней, кг/ч; $i_{пр}$, $i'_{пр1}$ и $i'_{пр2}$ — энтальпии воды при насыщении на выходе из парогенератора и расширителей первой и второй ступеней, кДж/кг; $i''_{п1}$ и $i''_{п2}$ — энтальпии насыщенного (сухого) пара на выходе из расширителей первой и второй ступеней, кДж/кг.

Очевидно, энтальпии пара и воды — однозначные функции давления в барабане парогенератора $p_{пг}$ и в расширителях первой и второй ступеней $p_{р1}$ и $p_{р2}$, МПа.

Расчетное значение продувки парогенераторов при установившемся режиме определяется из уравнений баланса примесей к воде (солей, щелочей, кремниевой кислоты, окислов меди и железа) в парогенераторе.

Обозначая концентрации примесей в свежем паре, питательной и продувочной воде соответственно $c_{п}$, $c_{п.в}$ и $C_{пг}$, напишем уравнение баланса примесей к воде для парогенератора в виде

$$D_{пр} C_{пг} + D_{пг} c_{п} = D_{п.в} c_{п.в} \qquad (7\text{-}11)$$

или, воспользовавшись равенством (7-4) $D_{п.в} = D_{пг} + D_{пр}$,

$$D_{пр} C_{пг} + D_{пг} c_{п} = (D_{пг} + D_{пр}) c_{п.в}, \qquad (7\text{-}11а)$$

откуда

$$D_{пр} = \frac{c_{п.в} - c_{п}}{C_{пг} - c_{п.в}} D_{пг}. \qquad (7\text{-}12)$$

При малом значении $c_{п}$ сравнительно с $C_{пг}$ и $c_{п.в}$ получим:

$$D_{пр} = \frac{1}{\frac{C_{пг}}{c_{п.в}} - 1} D_{пг} = \frac{1}{\frac{C_{пг}}{c_{п.в}} - 1} (D_{0} + D_{ут}); \qquad (7\text{-}13)$$

выражая потоки в долях D_0, т. е. полагая $\alpha_{пр}=D_{пр}/D_0$ и $\alpha_{ут}=D_{ут}/D_0$, получим:

$$\alpha_{пр}=\frac{1+\alpha_{ут}}{\frac{C_{пг}}{c_{п.в}}-1}. \qquad (7\text{-}13а)$$

Таким образом, доля продувки зависит от доли утечки, которая должна быть сведена к минимуму, и от отношения концентрации примесей в воде продувочной и питательной. Чем лучше качество питательной воды (чем меньше $c_{п.в}$) и выше допустимая концентрация примесей в воде парогенераторов $C_{пг}$, тем доля продувки меньше.

В формуле (7-13а) концентрация примесей в питательной воде $c_{п.в}$ зависит от доли добавочной воды, в которую входит, в частности, доля теряемой продувочной воды $\alpha'_{пр}$, зависящая от $\alpha_{пр}$. Поэтому долю продувки парогенератора удобнее определить, если концентрацию $c_{п.в}$ заменить составляющими ее величинами.

В случае ТЭЦ с внешними потерями конденсата, без учета (для упрощения) регенеративных отборов, протечек через уплотнения турбины и использования продувки, получим уравнения баланса примесей в виде

$$D_{пр}C_{пг}+D_{пг}c_{п}=D_{п.в}c_{п.в}=$$
$$=D_{к}c_{к}+D_{о.к}\,c_{о.к}+D_{д.в}\,c_{д.в}\,,$$

где $c_{к}$, $c_{о.к}$ и $c_{д.в}$ — соответственно концентрации примесей в конденсате турбин, обратном конденсате от потребителей и добавочной воде; при этом $D_{пг}=D_{к}+D_{о.к}+D_{вн}+D_{ут}$ и, если продувочная вода не используется, $D_{д.в}=D_{пр}+D_{ут}+D_{вн}$. Из последних уравнений

$$D_{пр}\,(C_{пг}-c_{д.в})=D_{к}\,(c_{к}-c_{п})+D_{о.к}\,(c_{о.к}-c_{п})+$$
$$+(D_{ут}+D_{вн})\,(c_{д.в}-c_{п}),$$

откуда

$$D_{пр}=\frac{D_{к}\,(c_{к}-c_{п})+D_{о.к}\,(c_{о.к}-c_{п})+}{C_{пг}-c_{д.в}}\rightarrow$$
$$\rightarrow\frac{+(D_{ут}+D_{вн})\,(c_{д.в}-c_{п})}{}. \qquad (7\text{-}14)$$

Выражая расходы воды в долях $D_0=D$ и полагая $c_{к}\approx c_{п}$ и $c_{о.к}\approx c_{п}$, получим приближенно:

$$\alpha_{пр}=\frac{(\alpha_{ут}+\alpha_{вн})\,(c_{д.в}-c_{п})}{C_{пг}-c_{д.в}}\approx\frac{\alpha_{ут}+\alpha_{вн}}{\frac{C_{пг}}{c_{д.в}}-1}, \qquad (7\text{-}15)$$

так как $c_{п}$ мало по сравнению с $c_{д.в}$.

Если нет внешних потерь конденсата, т. е. $\alpha_{вн}=0$, то:

$$\alpha_{пр}=\frac{\alpha_{ут}}{\frac{C_{пг}}{c_{д.в}}-1}. \qquad (7\text{-}15а)$$

Доля продувки изменяется гиперболически в зависимости от отношения концентраций примесей в продувочной и добавочной воде $C_{пг}:c_{д.в}$. Если $C_{пг}:c_{д.в}\rightarrow\infty$, т. е. содержание примесей в добавочной воде очень мало, то $\alpha_{пр}\rightarrow 0$. Если, наоборот, $C_{пг}:c_{д.в}\rightarrow 1$, то $\alpha_{пр}\rightarrow\infty$; это означает, что любое большое количество добавочной воды с концентрацией $c_{д.в}=C_{пг}$, восполняющей продувку, уходит с продувкой из барабана парогенератора.

При отношении $C_{пг}:c_{д.в}=2$, в соответствии с формулой (7-15) $\alpha_{пр}=\alpha_{ут}+\alpha_{вн}$; если $\alpha_{вн}=0$, то $\alpha_{пр}=\alpha_{ут}$.

При использовании продувочной воды и установке расширителя можно получить в результате аналогичных выкладок:

$$\alpha_{пр}=\frac{\alpha_{ут}+\alpha_{вн}}{\frac{C_{пг}}{c_{д.в}}-\beta'_{пр}} \qquad (7\text{-}16)$$

и при $\alpha_{вн}=0$

$$\alpha_{пр}=\frac{\alpha_{ут}}{\frac{C_{пг}}{c_{д.в}}-\beta'_{пр}}. \qquad (7\text{-}16а)$$

Из формул (7-15) и (7-15а) можно получить величину допустимых примесей в добавочной воде $c_{д.в}$ в зависимости от величин $C_{пг}$, $\alpha_{ут}$ и $\alpha_{вн}$ в виде

$$c_{д.в}\leqslant\frac{C_{пг}}{\frac{\alpha_{ут}+\alpha_{вн}}{\alpha_{пр}}+1} \qquad (7\text{-}17)$$

или соответственно при отсутствии внешних потерь

$$c_{д.в}\leqslant\frac{C_{пг}}{\frac{\alpha_{ут}}{\alpha_{пр}}+1}. \qquad (7\text{-}17а)$$

Таким образом, требования к качеству добавочной воды, при прочих равных условиях в значительной мере определяются продувкой и концентрацией примесей в воде парогенераторов.

На рис. 7-3 показаны расчетные графики непрерывной продувки парогенераторов $\alpha_{пр}$ в зависимости от отношения $C_{пг}:c_{д.в}$ при различных значениях $\alpha_{пот}=\alpha_{вн}+\alpha_{ут}$.

Тепловой расчет охладителя продувки сводится в основном к определению энтальпий добавочной воды $i_{о.п}^{д.в}$ и продувочной воды

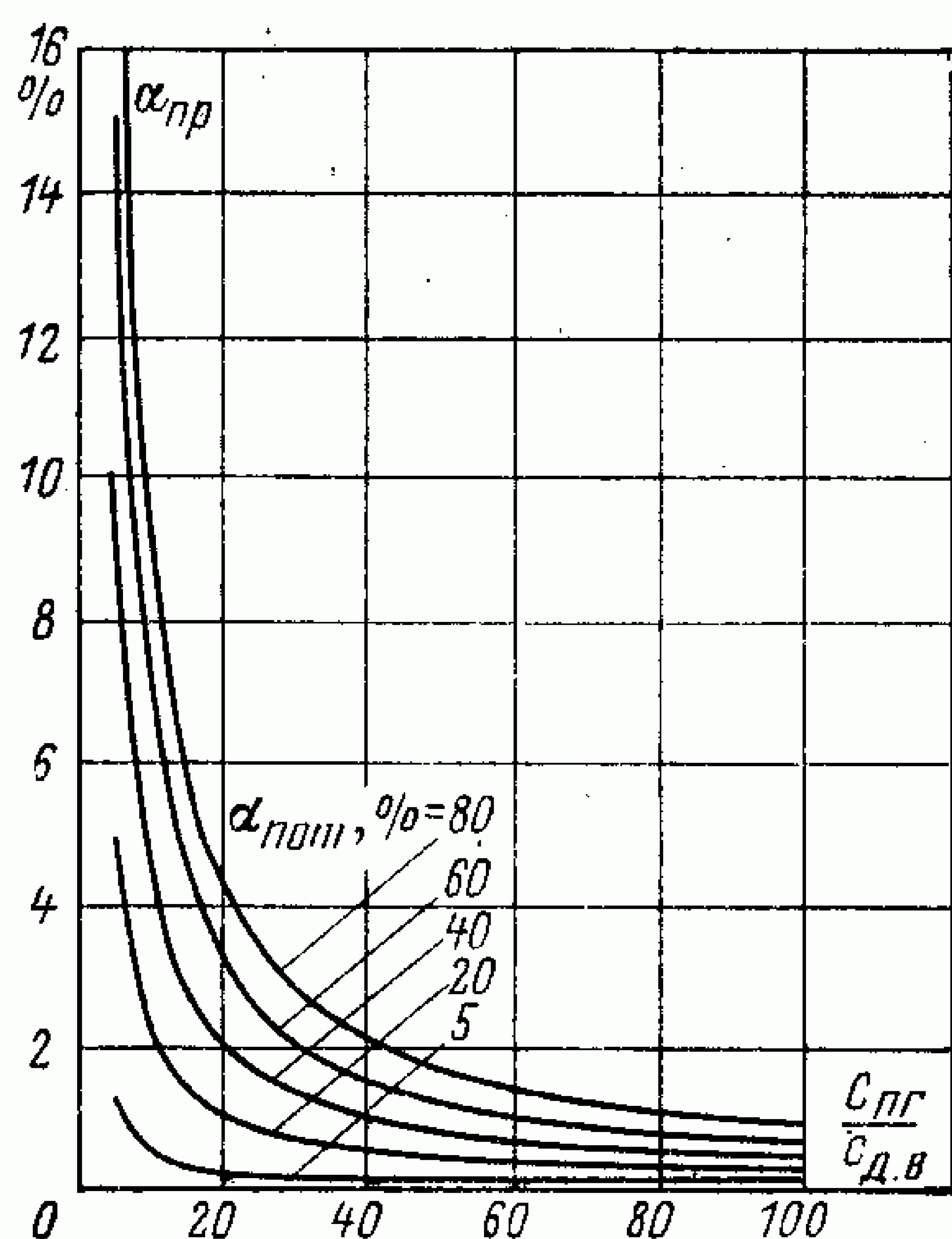


Рис. 7-3. Зависимость непрерывной продувки парогенератора $\alpha_{пр}$% от отношения концентраций примесей в воде парогенераторов $C_{пг}$ и в добавочной воде $c_{д.в}$ при различной доле потерь пара и конденсата $\alpha_{пот}$.

$i^{пр}_{о.п}$ после охладителя, связанных между собой соотношением

$$i^{пр}_{о.п} - i^{д.в}_{о.п} = \vartheta_{о.п},$$

где $\vartheta_{о.п}$ — разность энтальпий охлажденной продувочной и нагретой добавочной воды, которую принимают равной около 40—80 кДж/кг (10—20°С).

Уравнение теплового баланса охладителя продувки при этом имеет вид:

$$D'_{пр}(i'_{пр} - i^{пр}_{о.п})\,\eta_{п} = D_{д.в}\;(i^{д.в}_{о.п} - i_{д.в});$$

в этом уравнении все величины, кроме энтальпий $i^{пр}_{о.п}$ и $i^{д.в}_{о.п}$, известны. Используя соотношение между ними и выбрав значение $\vartheta_{о.п}$, исключают из уравнения теплового баланса одну из этих величин и определяют вторую, а затем из соотношения между ними определяют и первую. Температуру охлажденной продувочной воды принимают обычно 40—60°С.

На электростанциях без внешних потерь величины $D'_{пр}$ и $D_{д.в}$ одного порядка, например $D'_{пр}=0{,}40D_{д.в}$; тогда при охлаждении продувочной воды на 100°С, например от 160 до 60°С, добавочная вода нагревается на 40°С, например от 10 до 50°, причем $\theta_{о.п}=10$°С и $\vartheta_{о.п}\approx42$ кДж/кг.

На ТЭЦ с внешней потерей конденсата величина $D'_{пр}$ может быть значительно меньше величины $D_{д.в}$, например $D'_{пр}\approx0{,}1D_{д.в}$; тогда можно глубже охладить продувочную воду, например, до 40°С, подогрев добавочную воду до 22°С, причем $\theta_{о.п}=18$°С и $\vartheta_{о.п}=$ $=76$ кДж/кг.

7-3. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Возмещение потерь пара и конденсата чистой добавочной водой—важное условие обеспечения надежной работы оборудования электростанции. Добавочной водой требуемой чистоты может служить дистиллят, получаемый из специальных теплообменников — *испарительной установки.* В состав испарительной установки входят *испаритель*, в котором исходная сырая добавочная вода, обычно предварительно химически очищенная, превращается в пар, и *охладитель*, в котором полученный в испарителе пар конденсируется. Такой охладитель называется конденсатором испарительной установки или *конденсатором испарителя.* Таким образом, в испарительной установке происходит дистилляция исходной добавочной воды — переход ее в пар, с последующей конденсацией. Конденсат испаренной воды является дистиллятом, свободным при правильной конструкции и эксплуатации испарителя от солей жесткости, растворимых солей, щелочей, кремниевой кислоты и т. п.

Испарение добавочной воды происходит за счет тепла, отдаваемого первичным греющим конденсирующимся паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно — конденсатом турбинной установки (рис. 7-4).

При такой схеме включения испарителя и его конденсатора тепло пара отборов турбины используется в конечном счете для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в парогенераторы. Таким образом, испарительная установка включается по регенеративному принципу, и ее можно рассматривать как элемент регенеративной схемы турбоустановки. При этом, однако, возникает энергетическая потеря, обусловливаемая наличием температурного напора в испарителе и, следовательно, увеличенным недогревом в такой регенеративной ступени $\theta=t_{и.н}-t_{к.и}$, °С, где $t_{и.н}$ — температура насыщения пара из отбора турбины, $t_{к.и}$ — подогрева воды в конденсаторе испарителя.

Показанная на рис. 7-4 схема характеризует одноступенчатую испарительную установку, с одной ступенью испарения воды.

Испаритель — теплообменник поверхностного типа, в котором греющий (первичный) пар, отдавая тепло, конденсируется при постоянной температуре насыщения $t_{и.н}$, а нагреваемая вода, испаряясь, превращается при постоянной температуре парообразования (насыщения) $t^{н}_{и1}$ в пар (вторичный). Для передачи тепла от греющего пара к испаряемой воде должно быть $t_{и.н}>t^{н}_{и1}$ и соответственно

давление греющего пара $p_и > p_{и1}$, т. е. выше давления вторичного пара.

Чем больше температурный напор в испарителе $\Delta t_и = t_{и.н} - t^н_{и1}$, тем меньше требуемая площадь поверхности нагрева испарителя, м²,

$$F_и = \frac{Q_и}{k_и \Delta t_и}, \qquad (7\text{-}18)$$

где $Q_и$ — тепло, передаваемое через поверхность испарителя за единицу времени, кВт; $k_и$ — коэффициент теплопередачи, и тем дешевле испаритель.

В конденсаторе испарителя — пароводяном поверхностном теплообменнике — вторичный пар конденсируется при температуре насыщения $t^н_{и1}$, нагревая воду (конденсат) до температуры $t_{к.и} < t^н_{и1}$. Повышение температуры воды в конденсаторе испарителя $\Delta t_{к.и} = t_{к.и} - t^0_{к.и}$, где $t^0_{к.и}$ — температура воды при входе в конденсатор испарителя, зависит в основном от соотношения расходов вторичного пара $D_{и1}$ и охлаждающего конденсата $D_{к.и}$; при заданной температуре $t^0_{к.и}$ температура $t_{к.и}$ определяется из уравнения теплового баланса конденсатора испарителя.

С увеличением температурного напора $\Delta t_и$ в испарителе и понижением температуры насыщения вторичного пара $t^н_{и1}$ уменьшается площадь поверхности нагрева испарителя, но уменьшается температурный напор на выходе воды из конденсатора испарителя — недогрев воды $\theta_{к.и} = t^н_{и1} - t_{к.и}$.

При этом площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя, м²:

$$F_{к.и} = \frac{Q_{к.и}}{k_{к.и}\, \Delta t^{лог}_{ср}}, \qquad (7\text{-}19)$$

где $Q_{к.и} \approx Q_и$ — тепловая нагрузка конденсатора испарителя, примерно равная тепловой нагрузке испарителя $Q_и$, а средний логарифмический напор в конденсаторе испарителя

$$\Delta t^{лог}_{ср} = \frac{\Delta t_{к.и}}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_{к.и} + \theta_{к.и}}{\theta_{к.и}}}, \ °C;$$

здесь $\Delta t_{к.и} = t_{к.и} - t^0_{к.и}$, °C, при указанных условиях величина практически постоянная.

Следовательно, с понижением температуры вторичного пара $t^н_{и1}$ уменьшаются недогрев $\theta_{к.и}$ и температурный напор $\Delta t^{лог}_{ср}$, возрастает поверхность нагрева конденсатора испарителя $F_{к.и}$.

Таким образом, сокращение поверхности нагрева и стоимости испарителя сопровождается увеличением поверхности нагрева и стоимости конденсатора испарителя.

Оптимальный температурный напор в испарителе определяется в рассматриваемом

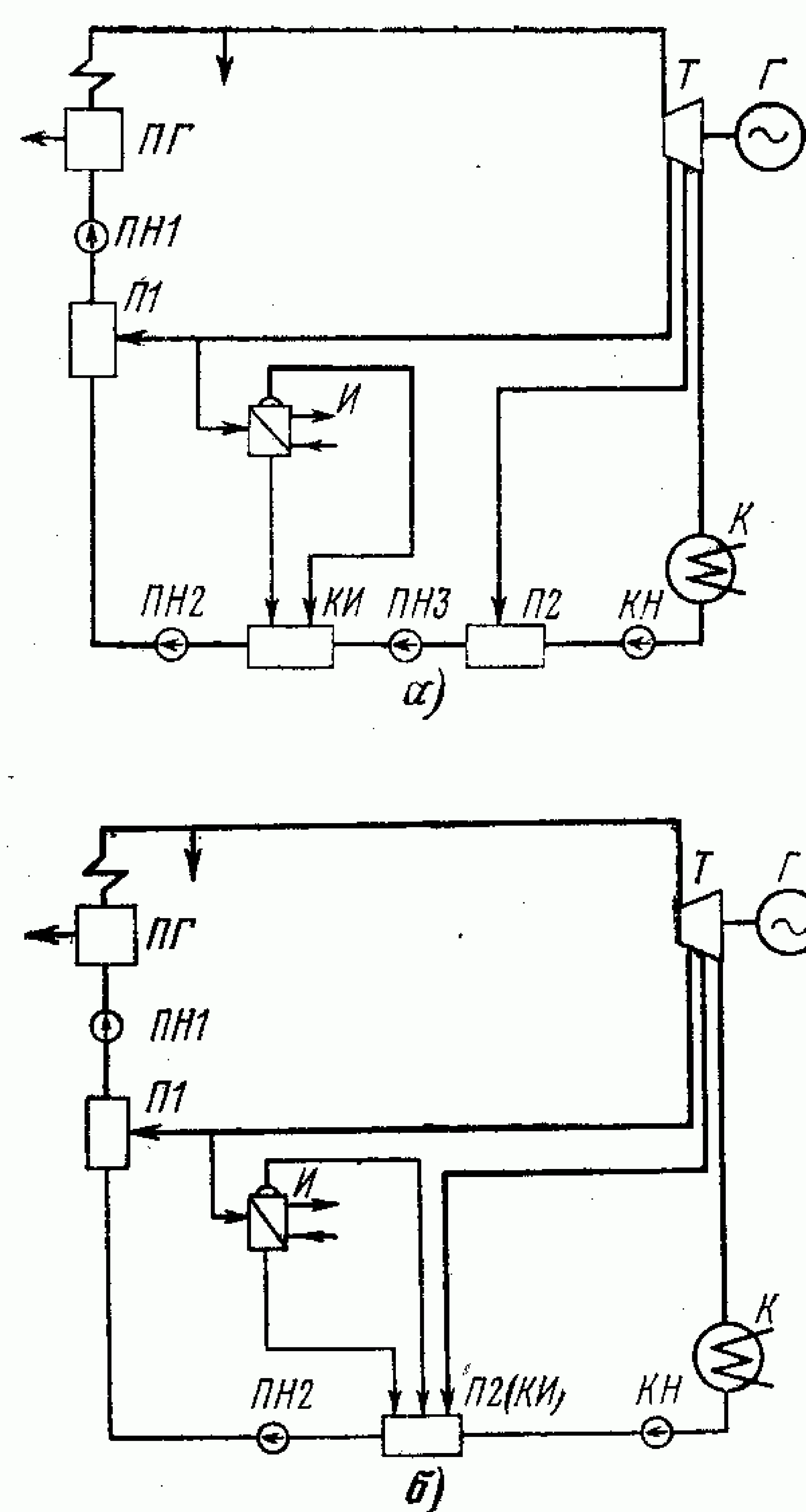


Рис. 7-4. Включение одноступенчатой испарительной установки И в схему конденсационной электростанции.

а — с отдельным конденсатором испарителя *КИ* (без энергетической потери); *б* — при совмещении конденсатора испарителя *КИ* и регенеративного подогревателя *П2* (с энергетической потерей).

случае минимумом суммарной стоимости поверхностей нагрева испарителя и его конденсатора. Обычно он составляет $\Delta t^{эк}_и = 12 \div 15$°C, что соответствует разности давлений греющего и вторичного пара около 0,10—0,20 МПа.

Производительность испарителя, т. е. выход вторичного пара и дистиллята $D_{и1}$, определяется потерями пара и конденсата электростанции; при отсутствии внешних потерь

$$D_{и1} = D_{д.в} = D_{ут} + D^{пот}_{пр} = D_{вт},$$

где $D_{д.в}$ — расход добавочной воды; $D_{ут}$ — потери (утечки) пара и конденсата через неплотности; $D^{пот}_{пр}$ — потеря продувочной воды парогенераторов (барабанного типа); $D_{вт}$ — суммарные внутренние потери пара и воды на электростанции.

В долях расхода пара на турбину D_0 запишем также:

$$\alpha_{и1} = \alpha_{д.в} = \alpha_{ут} + \alpha^{пот}_{пр} = \alpha_{вт},$$

где $\alpha_{и1} = \dfrac{D_{и1}}{D_0}$ и т. д.

Уравнение теплового баланса испарителя имеет вид:

$$D_{и}(i_{и}-i'_{и})\eta_{и}=D_{и1}(i_{и1}-i_{о.в})+ + D_{и1}^{пр}(i'_{и1}-i_{о.в}); \quad (7\text{-}20)$$

здесь $D_{и}$, $D_{и1}$ — расход греющего (первичного) и вторичного пара; $D_{и1}^{пр}$ — расход продувочной воды испарителя; $i_{и}$ и $i_{и1}$ — энтальпии греющего первичного и вторичного пара испарителя, причем $i_{и1}=i''_{и1}$, т. е. принимают равной энтальпии сухого насыщенного пара; $i'_{и}$ и $i'_{и1}$ — энтальпии конденсата греющего (первичного) и вторичного пара; $i_{о.в}$ — энтальпия добавочной очищенной (питательной) воды испарителя, кДж/кг; $\eta_{и}$ — к. п. д. испарителя, учитывающий рассеяние тепла в нем.

Продувки испарителя определяются балансом примесей, например солесодержания воды:

$$D_{о.в}c_{о.в}=D_{и1}^{пр}C_{и}+D_{и1}c_{и1}, \quad (7\text{-}21)$$

где $c_{о.в}$, $C_{и}$ и $c_{и1}$ — соответственно содержание (концентрация) примесей в воде, питающей испаритель, в продувочной воде, вторичном паре, кг/кг. Питательная вода испарителей подвергается предварительно химической очистке.

Материальный баланс пара и воды в испарителе

$$D_{о.в}=D_{и1}+D_{и1}^{пр}.$$

Подставляя выражение для $D_{о.в}$ в уравнение (7-21), получаем:

$$(D_{и1}+D_{и1}^{пр})c_{о.в}=D_{и1}^{пр}C_{и}+D_{и1}c_{и1},$$

откуда величина продувки

$$D_{и1}^{пр}=\frac{c_{о.в}-c_{и1}}{C_{и}-c_{о.в}}D_{и1};$$

ввиду малой величины концентрации примесей в практически чистом, при должном выполнении конструкции испарителя, вторичном паре $c_{и1}\approx 0$ и доля продувки испарителя

$$\alpha_{и1}^{пр}=\frac{D_{и1}^{пр}}{D_{и1}}\approx\frac{1}{\frac{C_{и}}{c_{о.в}}-1}. \quad (7\text{-}22)$$

Если, например, отношение $C_{и}/c_{о.в}=50$, то $\alpha_{и1}^{пр}\approx 0{,}02$. В отдельных случаях (испарители на неочищенной морской воде) $\alpha_{и1}^{пр}$ значительно возрастает.

С учетом соотношения $D_{и1}^{пр}=\alpha_{и1}^{пр}D_{и1}$ формула (7-20) принимает вид:

$$D_{и}(i_{и}-i'_{и})\eta_{и}=D_{и1}[i_{и1}-i_{о.в}+\alpha_{и1}^{пр}(i'_{и1}-i_{о.в})] \quad (7\text{-}23)$$

или (при $\eta_{и}\approx 1$)

$$D_{и}q_{и}=D_{и1}q_{и1};$$

$$D_{и}=\frac{q_{и1}}{q_{и}}D_{и1}=\beta_{и}D_{и1}, \quad (7\text{-}24)$$

где $q_{и}$ и $q_{и1}$ — множители в формуле (7-23) при величинах $D_{и}$ и $D_{и1}$, а отношение расхода греющего пара к вторичному

$$\beta_{и}=\frac{D_{и}}{D_{и1}}=\frac{q_{и1}}{q_{и}}\approx 1{,}0\div 1{,}2.$$

Очевидно, расходы $D_{и}$ и $D_{и1}$ примерно равны, так как тепло конденсации греющего пара $q_{и}$ и образования вторичного пара $q_{и1}$ при малых значениях $\alpha_{и}^{пр}$ и разности $i'_{и1}-i_{о.в}$ различаются мало.

Уравнениями (7-20) или (7-23) пользуются для определения расхода греющего пара $D_{и}$ по выходу дистиллята $D_{и1}$. В долях расхода пара на турбину D_0 получим:

$$D_{и}=\alpha_{и}D_0$$

и

$$D_{и1}=\alpha_{и1}D_0$$

$D_{и1}^{пр}=\alpha_{и1}^{пр}D_{и1}=\alpha_{и1}^{пр}\alpha_{и1}D_0$; уравнение (7-23) принимает вид:

$$\alpha_{и}(i_{и}-i'_{и})\eta_{и}=\alpha_{и1}[i_{и1}-i_{о.в}+\alpha_{и1}^{пр}(i'_{и1}-i_{о.в})]. \quad (7\text{-}25)$$

Приближенно, если $\eta_{и}=1$ и $\alpha_{и1}^{пр}\approx 0$,

$$\alpha_{и}q_{и}=\alpha_{и1}(i_{и1}-i'_{и1}+i'_{и1}-i_{о.в})=\alpha_{и1}(q^{0}_{и1}+\tau_{о.в}),$$

где $q^{0}_{и1}=i_{и1}-i'_{и1}$ — теплота парообразования, а $\tau_{о.в}$ — подогрев воды в испарителе до температуры насыщения ($i_{и1}=i''_{и1}$).

Обычно расход греющего пара несколько превышает выход вторичного пара; это объясняется тем, что температура воды, питающей испаритель, ниже температуры насыщения испаряемой воды, $t_{о.в}<t^{н}_{и1}$. В первом приближении можно считать, что для получения 1 кг вторичного пара (дистиллята) требуется 1 кг греющего пара.

Уравнение теплового баланса конденсатора испарителя при сливе в него конденсата греющего пара

$$[D_{и1}(i_{и1}-i'_{и1})+D_{и}(i'_{и}-i'_{и1})]\eta_{к.и}= =D_{к.и}(i_{к.и}-i^{0}_{к.и}), \quad (7\text{-}26)$$

где $i_{и1}=i''_{и1}$ — энтальпия вторичного пара испарителя; $i_{к.и}$ и $i^{0}_{к.и}$ — соответственно энтальпии нагреваемой воды (основного конденсата) после и до конденсатора испарителя; $\tau_{к.и}=i_{к.и}-i^{0}_{к.и}$ — подогрев воды в конденсаторе

испарителя, кДж/кг; $D_{к.и}$ — расход воды (основного конденсата) через конденсатор испарителя.

В долях расхода пара на турбину D_0

$$\alpha_{и1} = \frac{D_{и1}}{D_0} \text{ и } \alpha_{к.и} = \frac{D_{к.и}}{D_0}.$$

Если принять, что конденсат греющего пара испарителя сливается не в конденсатор испарителя, а например, в линию дренажей регенеративных подогревателей, то получим уравнение теплового баланса конденсатора испарителя, кДж/кг, в виде

$$\alpha_{и1} q_{и1} = \alpha_{к.и} \tau_{к.и}. \qquad (7\text{-}27)$$

Уравнения (7-26) и (7-27) используют для определения по известным величинам $\alpha_{и1}$, $\alpha_{к.и}$ и $q_{и1}$ подогрева воды $\tau_{к.и}$ и, следовательно, энтальпии $i_{к.и}$ и температуры $t_{к.и}$ воды после конденсатора испарителя, а именно:

$$\tau_{к.и} = \frac{\alpha_{и1}}{\alpha_{к.и}} q_{и1};$$

если, например, $\alpha_{и1}/\alpha_{к.и} = 0{,}035/0{,}70 = 0{,}05$ (расход вторичного пара составляет 5% расхода основного конденсата), а $q_{и1} \approx 2200$ кДж/кг, то $\tau_{к.и} = 110$ кДж/кг и $i_{к.и} = i^0_{к.и} + 110$, откуда определяется $t_{к.и}$.

Основной критерий правильности схемы включения испарительной установки и выбора ее параметров — обеспечение положительной и экономически обоснованной величины недогрева $\theta \geqslant 3 \div 5$°C или $\vartheta \geqslant 12 \div 20$ кДж/кг. Расчет может показать меньшую (положительную) или даже отрицательную величину недогрева $\theta < 0$; это означает, что при данных соотношениях расходов вторичного пара и основного конденсата и выбранных параметрах вторичный пар нельзя сконденсировать. В этом случае необходимо или повысить давление вторичного пара, уменьшив температурный напор в испарителе, если это технически и экономически допустимо, или изменить схему включения испарительной установки.

При поверочном расчете реальной испарительной установки, когда известны поверхности нагрева испарителя и конденсатора испарителя, в результате расчета определяют возможную производительность испарителя $D_{иi}$ и уточняют параметры пара и воды в испарительной установке.

При ограниченной конденсирующей способности конденсатора испарителя (из-за относительно большого количества конденсируемого вторичного пара) возможно получить увеличенное количество дистиллята, если сконденсировать часть производимого пара

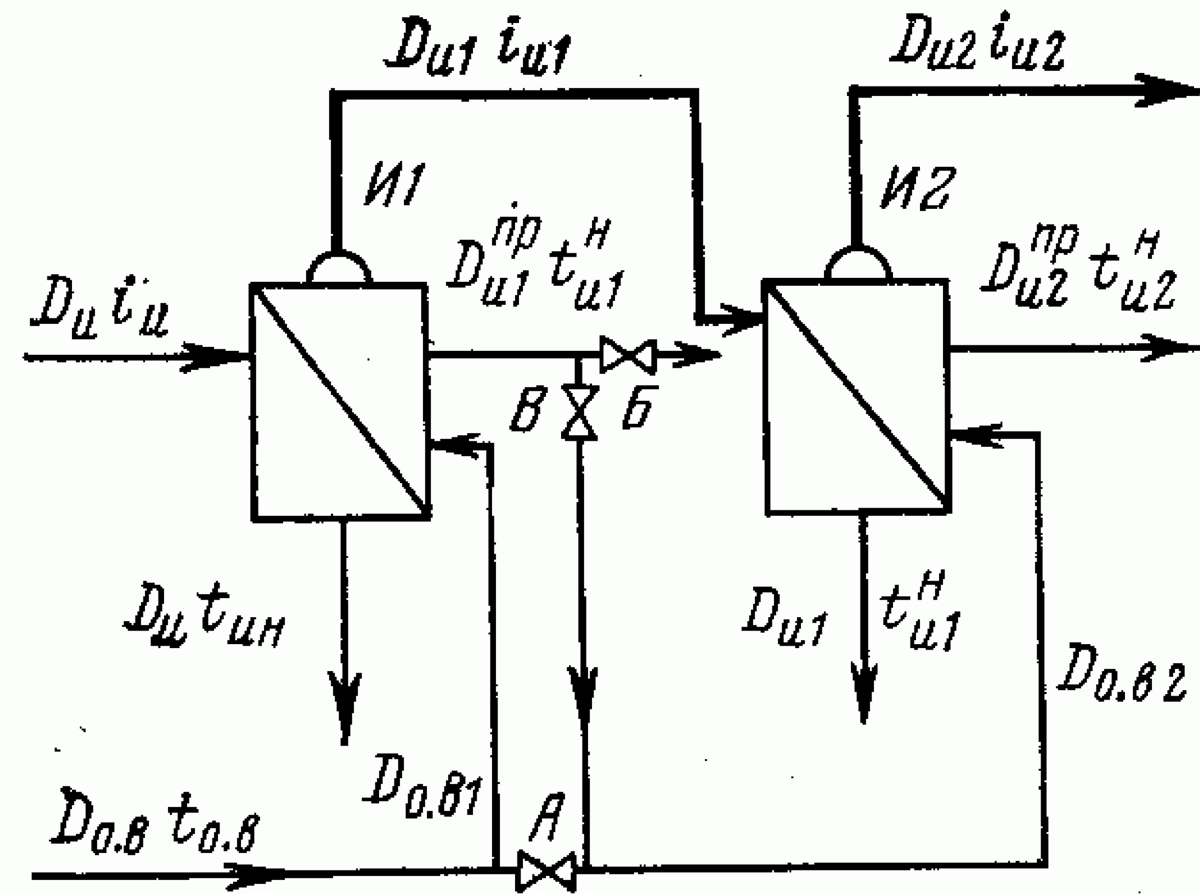


Рис. 7-5. Схема двухступенчатой испарительной установки с параллельным питанием верхней ступени *И1* и нижней ступени *И2* (задвижки *А* и *Б* открыты, задвижка *В* закрыта) и с последовательным их питанием водой (задвижки *А* и *Б* закрыты, задвижка *В* открыта).

в теплообменнике типа испарителя. С этой целью применяют двухступенчатую испарительную установку (рис. 7-5). Подобно тому как первичный греющий пар конденсируется в первой верхней ступени испарительной установки, так в этом случае вторичный пар первой ступени конденсируется во второй нижней ступени, которая выдает часть готового дистиллята; остальное количество дистиллята получают, как обычно, из конденсатора испарительной установки.

Вид уравнений теплового баланса двухступенчатой испарительной установки зависит от схемы питания ступеней водой: параллельной или последовательной (каскадной).

При *параллельном* питании поток очищенной воды перед испарительной установкой разделяется на два; один из них поступает в верхнюю, другой — в нижнюю ступень (см. рис. 7-5). Таким образом,

$$D_{о.в} = D_{о.в1} + D_{о.в2} = D_{и1} + D^{пр}_{и1} + D_{и2} + D^{пр}_{и2}.$$

Уравнения теплового баланса при этом имеют вид:

первая (верхняя) ступень

$$D_и (i_и - i'_и)\eta_и = D_{и1}(i''_{и1} - i_{о.в}) + + D^{пр}_{и1}(i'_{и1} - i_{о.в}); \qquad (7\text{-}28)$$

вторая (нижняя) ступень

$$D_{и1}(i''_{и1} - i'_{и1})\eta_{и1} = D_{и2}(i''_{и2} - i_{о.в}) + + D^{пр}_{и2}(i'_{и2} - i_{о.в}); \qquad (7\text{-}29)$$

при этом $i''_{и1}$ и $i''_{и2}$ соответствуют состоянию сухого насыщенного пара, $i'_{и1}$ и $i'_{и2}$ — воды при насыщении.

Величины $D^{пр}_{и1}$ и $D^{пр}_{и2}$ можно выразить в долях соответственно $D_{и1}$ и $D_{и2}$ и получить соотношения:

$$D_и = \beta_и D_{и1} \text{ и } D_и = \beta_{и1} D_{и2}. \qquad (7\text{-}30)$$

При отсутствии внешних потерь сумма $D_{и1}+D_{и2}=D_{д.в}=D_{вт}=\alpha_{вт}D_0=\alpha_{д.в}D_0$ — заданная величина.

Таким образом,

$$D_{д.в}=D_{и1}+D_{и2}=\frac{D_и}{\beta_и}\left(1+\frac{1}{\beta_{и1}}\right),$$

откуда расход греющего пара из отбора турбины на первую (верхнюю) ступень испарителей

$$D_и=\frac{\beta_и}{1+\frac{1}{\beta_{и1}}}D_{д.в}=\frac{\beta_и}{1+\frac{1}{\beta_{и1}}}\alpha_{д.в}D_0$$

и доля расхода греющего пара

$$\alpha_и=\frac{D_и}{D_0}=\frac{\beta_и}{1+\frac{1}{\beta_{и1}}}\alpha_{д.в}. \qquad (7\text{-}30а)$$

Если принять в первом приближении $\beta_и=\beta_{и1}\approx 1$, то $\alpha_и\approx 0{,}5\alpha_{д.в}=0{,}5(\alpha_{и1}+\alpha_{и2})=0{,}5\times\alpha_{дист}$; следовательно, для получения 1 кг дистиллята требуется 0,5 кг греющего пара — вдвое меньше, чем в одноступенчатой испарительной установке, что и понятно, так как примерно половина всего дистиллята получается внутри испарительной установки в результате конденсации вторичного пара верхней ступени в нижней ступени установки.

При значениях $\beta_и=\beta_{и1}=1{,}15$ получим:

$$\alpha_и=\frac{1{,}15}{1+\frac{1}{1{,}15}}\alpha_{дист}=0{,}61\alpha_{дист},$$

т. е. на получение 1 кг дистиллята требуется около 0,6 кг греющего пара. Таким образом, используя 1 кг пара из отбора турбины, можно получить 1,6—2,0 кг дистиллята.

Последовательное питание ступеней испарительной установки водой выполняется по каскадной схеме, т. е. весь поток $D_{о.в}$ подается в верхнюю ступень, часть его $D_{и1}$ там испаряется, остальной поток в количестве $D_{и2}+D^{пр}_{и2}$ служит питательной водой второй (нижней) ступени (рис. 7-5).

В данной схеме

$$D_{о.в}=D_{и1}+D_{и2}+D^{пр}_{и2},$$

продувка осуществляется из второй ступени; продувочной водой первой (верхней) ступени служит питательная вода второй ступени. Вода из верхней ступени более высокого давления поступает во вторую ступень более низкого давления самотеком.

Уравнения теплового баланса имеют вид: *первая (верхняя) ступень*

$$D_и(i_и-i'_и)\eta_и=D_{и1}(i''_{и1}-i_{о.в})+(D_{и2}+D^{пр}_{и2})(i'_{и1}-i_{о.в}); \qquad (7\text{-}31)$$

в этом уравнении

$$D_{и2}+D^{пр}_{и2}=D^{пр}_{и1};$$

вторая (нижняя) ступень

$$D_{и1}(i''_{и1}-i'_{и1})\eta_{и1}=D_{и2}(i''_{и2}-i'_{и1})+D^{пр}_{и2}(i'_{и2}-i'_{и1}). \qquad (7\text{-}32)$$

Это уравнение в правой своей части имеет ту особенность, что вторая ступень испарителя питается водой с температурой выше температуры насыщения в этой ступени, так как $i'_{и1}>i'_{и2}$; часть пара этой ступени образуется в результате охлаждения воды, и уравнение (7-32) логичнее записать в виде

$$[D_{и1}(i''_{и1}-i'_{и1})+D^{пр}_{и2}(i'_{и1}-i'_{и2})]\eta'_{и1}=D_{и2}(i''_{и2}-i'_{и1}).$$

Таким образом, часть (относительно небольшая) вторичного пара в нижней ступени испарительной установки получается в результате самовскипания воды; основная масса пара в нижней ступени образуется за счет тепла греющего пара — вторичного пара верхней ступени.

Имея в виду, что $D^{пр}_{и2}=\alpha^{пр}_{и2}D_{и2}$, получим из уравнения (7-32), как обычно $D_{и1}=\beta_{и1}D_{и2}$. Расход пара $D_{и1}$ из-за частичного самовскипания воды во второй ступени уменьшается и коэффициент $\beta_{и1}\approx 0{,}90\div 1{,}05$.

Обозначим:

$$i_и-i'_и=q_и;\; i''_{и1}-i_{о.в}=i''_{и1}-i'_{и1}+i'_{и1}-i_{о.в}=q_{и1}+\tau_{и1},$$

где $\tau_{и1}=i'_{и1}-i_{о.в}$ — подогрев воды в первой ступени испарителя; примем $\eta_и=1$.

Уравнение (7-31) запишем в виде

$$D_иq_и=D_{и1}(q_{и1}+\tau_{и1})+D_{и2}(1+\alpha^{пр}_{и2})\tau_{и1};$$

с учетом равенства $D_{и1}=\beta_{и1}D_{и2}$ получим также $D_и=\beta_иD_{и1}$.

Если принять $\beta_{и1}=1{,}0$ и $\beta_и\approx 1{,}2$, то доля отбора пара на испаритель в соответствии с формулой (7-30а) в данном примере

$$\alpha_и=\frac{\beta_и}{1+\frac{1}{\beta_{и1}}}\alpha_{д.в}\approx\frac{1{,}2}{1+\frac{1}{10}}\alpha_{д.в}=0{,}60\alpha_{д.в}.$$

Таким образом, и в данной схеме выход дистиллята примерно в 1,7 раз больше расхода греющего пара из отбора турбины.

Последовательное питание испарительной установки водой позволяет улучшить качество производимого пара и дистиллята, что можно пояснить следующим образом. Во вторую ступень через первую вводятся практически все

примеси, т. е. вдвое больше, чем при параллельном питании. Если продувка из второй ступени вдвое больше, чем при параллельном питании ступеней водой (например, 10% вместо 5%), то качество пара и дистиллята из второй ступени можно считать одинаковым в обеих схемах. В первую ступень также вводятся все примеси (соли), содержащиеся в питательной воде испарителей. Однако при двойном подводе солей из первой ступени производится обильная продувка в размере $D_{и2}(1+\alpha^{пр}_{и2}) \approx 1{,}1 D_{и2} \approx 1{,}1 D_{и1}$, т. е. примерно в 20 раз больше, чем при параллельном питании. Можно считать, что пар и дистиллят, получаемые в верхней ступени, значительно чище, чем при параллельном питании.

В итоге при последовательном питании ступеней испарителей водой получается более чистый дистиллят. Последовательное питание ступеней испарителя особенно целесообразно при низком качестве исходной сырой воды, например, при использовании морской воды.

Ступенчатое испарение воды при последовательном питании ступеней испарителей аналогично ступенчатому испарению воды в парогенераторах барабанного типа (Э. И. Ромм, В. Н. Ноев — СССР). При разработке последнего был учтен опыт работы испарительных установок с последовательным питанием ступеней, в частности, морской водой.

Уравнение теплового баланса конденсатора двухступенчатой испарительной установки в случае слива в него конденсата греющего пара, как при параллельном, так и при последовательном питании водой, имеет следующий вид (см. рис. 7-5 и 7-6):

$$D_{и2}(i_{и2} - i'_{и2}) + D_{и}(i'_{и} - i'_{и2}) + D_{и1}(i'_{и1} - i'_{и2}) = D_{к.и}(i_{к.ц} - i^{0}_{к.и})\frac{1}{\eta_{к.и}}; \qquad (7\text{-}33)$$

здесь $i_{и2} = i''_{и2}$.

Из этого уравнения, как и в случае одноступенчатой испарительной установки, по известным значениям потоков пара и конденсата и их параметров обычно определяют энтальпию $i_{к.и}$ и температуру $t_{к.и}$ основного конденсата после подогрева его в этом теплообменнике. Основной критерий правильности схемы и ее параметров — положительный недогрев $\vartheta = i_{к.и} - i'_{и2}$ и $\theta = t^{н}_{и2} - t_{к.и}$. При заданном выходе дистиллята $D_{и1} + D_{и2}$ в конденсаторе испарителя конденсируется примерно вдвое меньше пара и подогрев основного конденсата $\tau_{к.и}$ соответственно снижается; расход пара из отбора турбины уменьшается примерно вдвое.

7-4. ВКЛЮЧЕНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК В СХЕМУ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Испарительная установка, в которой испаритель использует пар из отбора турбины, а в конденсаторе этой установки подогревается основной конденсат, включается в общую схему регенеративного подогрева воды. При этом на долю конденсатора испарителя приходится часть общего регенеративного подогрева воды.

В настоящее время конденсатор испарителя выполняют обычно в виде самостоятельного теплообменника, включаемого между двумя смежными регенеративными подогревателями (см. рис. 7-4,*а*). В испаритель и в верхний из двух показанных регенеративных подогревателей (более высокого давления) подается пар из одного регенеративного отбора турбины. При такой схеме включения в конденсаторе испарителя осуществляется некоторая часть подогрева воды в ступени, связанной с верхним регенеративным отбором; конденсатор испарителя составляет как бы часть поверхности нагрева в этой регенеративной ступени. Величина верхнего регенеративного отбора не изменяется; этот отбор только распределяется между регенеративным подогревателем и испарителем, через который соответствующее количество тепла переносится к конденсатору испарителя. Общий подогрев воды в этой ступени не изменяется: $\tau_r + \tau_{к.и} = \tau^{0}_{r}$, где τ_r и τ^{0}_{r} — подогрев воды в верхнем регенеративном подогревателе соответственно при наличии

Рис. 7-6. Включение двухступенчатой испарительной установки в схему конденсационной электростанции при совмещении конденсатора испарителя с регенеративным подогревателем.

испарителя и без него; $\tau_{к.и}$ — подогрев воды в конденсаторе испарителя.

Подогрев в соседнем регенеративном подогревателе более низкого давления при включении испарительной установки по данной схеме также не изменяется: $\tau_{r+1}=\tau^0_{r+1}$.

Следовательно, отборы пара на рассматриваемые соседние регенеративные подогреватели r и $r+1$ практически не изменяются:

$$D_r+D_и=D^0_r;\quad D_{r+1}=D^0_{r+1};$$

здесь D^0_r и D_r — расходы (отборы) пара на верхний регенеративный подогреватель без испарительной установки и с ней; D^0_{r+1} и D_{r+1} — то же — на нижний регенеративный подогреватель; $D_и$ — расход (отбор) пара на испаритель.

Работа пара в турбине при такой схеме включения испарительной установки также не изменяется. Следовательно, включение испарительной установки по схеме с самостоятельным конденсатором не изменяет тепловой экономичности турбоустановки. Такую схему включения испарительной установки характеризуют как схему без дополнительной энергетической потери. Конечно, при включении дополнительных теплообменников (испаритель и конденсатор испарителя) возникают относительно небольшие дополнительные потери рассеяния тепла, а также потери с теплом продувочной воды испарителя.

Схему включения испарительной установки можно упростить, если не устанавливать дополнительного теплообменника — конденсатора испарителя, а конденсировать вторичный пар испарителя, присоединенного к данному регенеративному отбору, в регенеративном подогревателе, питаемом паром из соседнего регенеративного отбора более низкого давления (см. рис. 7-4,*б*). Такой регенеративный подогреватель служит одновременно и конденсатором испарителя. Эта схема проще и дешевле, она применялась первоначально, но сопряжена с дополнительной энергетической потерей. Действительно, в этой схеме подогрев воды в регенеративном подогревателе, присоединенном к одному отбору с испарителем, а следовательно, и расход пара на него сохраняются прежними, как и без испарителя; однако общий расход пара данного отбора возрастает на расход пара на испаритель:

$$D_r=D^0_r+D_и>D^0_r.$$

Отбор пара на «нижний» подогреватель, наоборот, уменьшается, так как в него поступает вторичный пар из испарителя:

$$D_{r+1}\approx D^0_{r+1}-D_{и1}\approx D^0_{r+1}-D_и,$$

где $D_{и1}$ — расход вторичного пара из испарителя.

Происходит как бы вытеснение регенеративного отбора более низкого давления отбором пара более высокого давления. Работа пара в ступенях турбины между этими отборами, кВт, уменьшается на

$$\Delta W_i\approx D_и(i_r-i_{r+1}),$$

где i_r и i_{r+1} — соответственно энтальпии пара в указанных отборах, кДж/кг, $D_п$ выражено в кг/с.

Уменьшение работы пара в турбине и составляет дополнительную энергетическую потерю, присущую данной схеме включения испарительной установки.

Перерасход тепла в этой схеме по сравнению с предыдущей, с самостоятельным конденсатором испарительной установки, может составить до 1—2%. Применение упрощенной схемы, в которой конденсатор испарителя совмещен с регенеративным подогревателем, может быть оправдано экономически при использовании на электростанции дешевого топлива.

Тепловую экономичность упрощенной схемы включения испарительной установки можно несколько улучшить, если применить двухступенчатую испарительную установку, включаемую между двумя соседними регенеративными отборами пара (рис. 7-6). При данном общем выходе дистиллята в нижний регенеративный подогреватель поступает примерно вдвое меньше вторичного пара из второй ступени испарительной установки; соответственно вытесняется меньше пара из нижнего регенеративного отбора; перерасход тепла составит около 0,5—1,0% по сравнению со схемой с самостоятельным конденсатором испарителя.

При выборе схемы и числа ступеней испарительной установки учитывают как затраты на топливо, так и стоимость испарительной установки; двухступенчатая испарительная установка дороже одноступенчатой; более дорогой является схема с самостоятельным конденсатором, применяемая при дорогом топливе.

7-5. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Выход дистиллята из испарительной установки при данном расходе греющего пара из отбора турбины можно увеличить, применяя повышенное число ступеней испарения. Так, если соотношение расходов первичного и вторичного пара в ступени испарителя $\beta=1$, то суммарный выход дистиллята $\alpha_{дист}$ прямо пропорционален числу ступеней, составляя при n ступенях n кг на 1 кг греющего пара. Если $\beta>1$, то выход дистиллята из каждой следующей ступени составляет $1/\beta$ и суммар-

ный выход дистиллята возрастает медленнее, чем число ступеней, выражаясь суммой членов геометрической прогрессии, а именно при n ступенях:

$$\alpha_{\text{дист}} = \sum_{j=1}^{j=n} \alpha_j = \sum_{j=1}^{j=n} \frac{1}{\beta^j} = \frac{\frac{1}{\beta}\left(1 - \frac{1}{\beta^n}\right)}{1 - \frac{1}{\beta}} = \frac{1}{\beta - 1}\left(1 - \frac{1}{\beta^n}\right).$$

Так, например, при $\beta = 1{,}1$ для разного числа ступеней n получим выход в соответствующей ступени α_j и суммарный $\alpha_{\text{дист}}$:

j	1	2	3	4	5	6	7
α_j	0,91	0,83	0,75	0,68	0,62	0,57	0,52
$\alpha_{\text{дист}}$ . .	0,91	1,74	2,49	3,17	3,79	4,36	4,88

С увеличением числа ступеней все большая часть дистиллята получается в испарительной установке в готовом виде и все меньшая доля его выводится из установки в виде пара, подлежащего конденсации. При значительном числе ступеней (шести и более) удается сконденсировать пар из последней ступени установки, охлаждая его всем потоком питающей испарители воды, при невысокой ее температуре. Так, при шести ступенях и $\beta = 1{,}1$ выход подлежащего конденсации вторичного пара составит $0{,}57/4{,}36 = 0{,}13$ всего потока, вода в конденсаторе испарителя подогреется на $0{,}13r \approx 0{,}13 \cdot 2260 \approx 295$ кДж/кг, что соответствует повышению температуры воды примерно на 70°С. При начальной температуре питательной воды испарителей около 20°С подогрев ее до 90°С возможен паром давлением около 0,1 МПа.

Многоступенчатую испарительную установку, выдающую дистиллят целиком в готовом виде, включая конденсат пара последней ступени, называют испарительной установкой *замкнутого типа*. На рис. 7-7 показана схема шестиступенчатой испарительной установки замкнутого типа, с последовательным (каскадным) питанием ступеней водой и дополнительными конденсаторами части вторичного пара испарителей отдельных ступеней. Расчеты показывают, что если температура питательной воды испарительной установки около 20°С, температурный напор в испарителях около 10—12°С, давление пара в последней нижней ступени установки около 0,1 МПа, можно обеспечить конденсацию всего вторичного пара внутри установки, и следовательно, замкнутый ее тип.

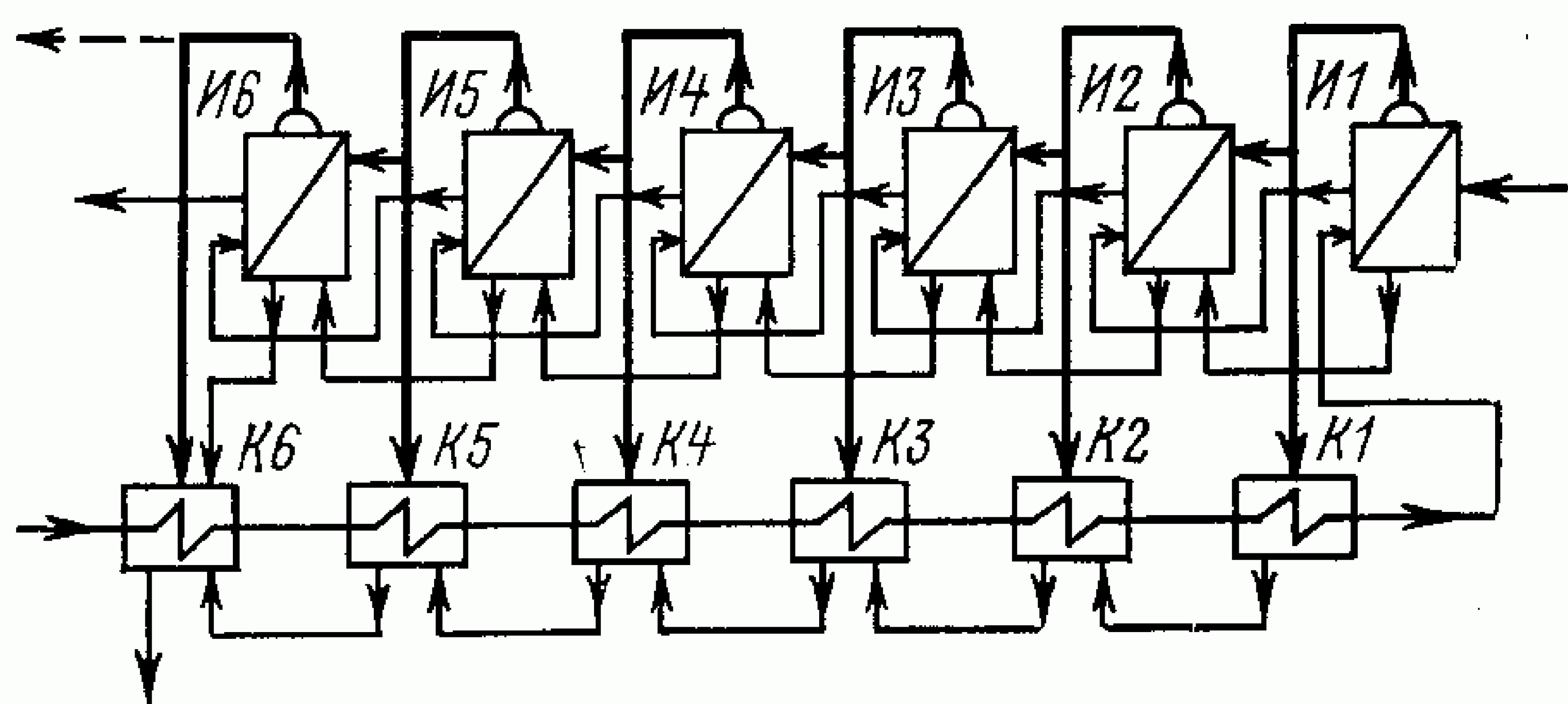


Рис. 7-7. Схема многоступенчатой испарительной установки замкнутого типа с последовательным питанием ступеней водой.

И1—И6 — испарители первой — шестой ступеней; *К1—К5* — дополнительные конденсаторы первой—пятой ступеней; *К6* — конденсатор шестой ступени.

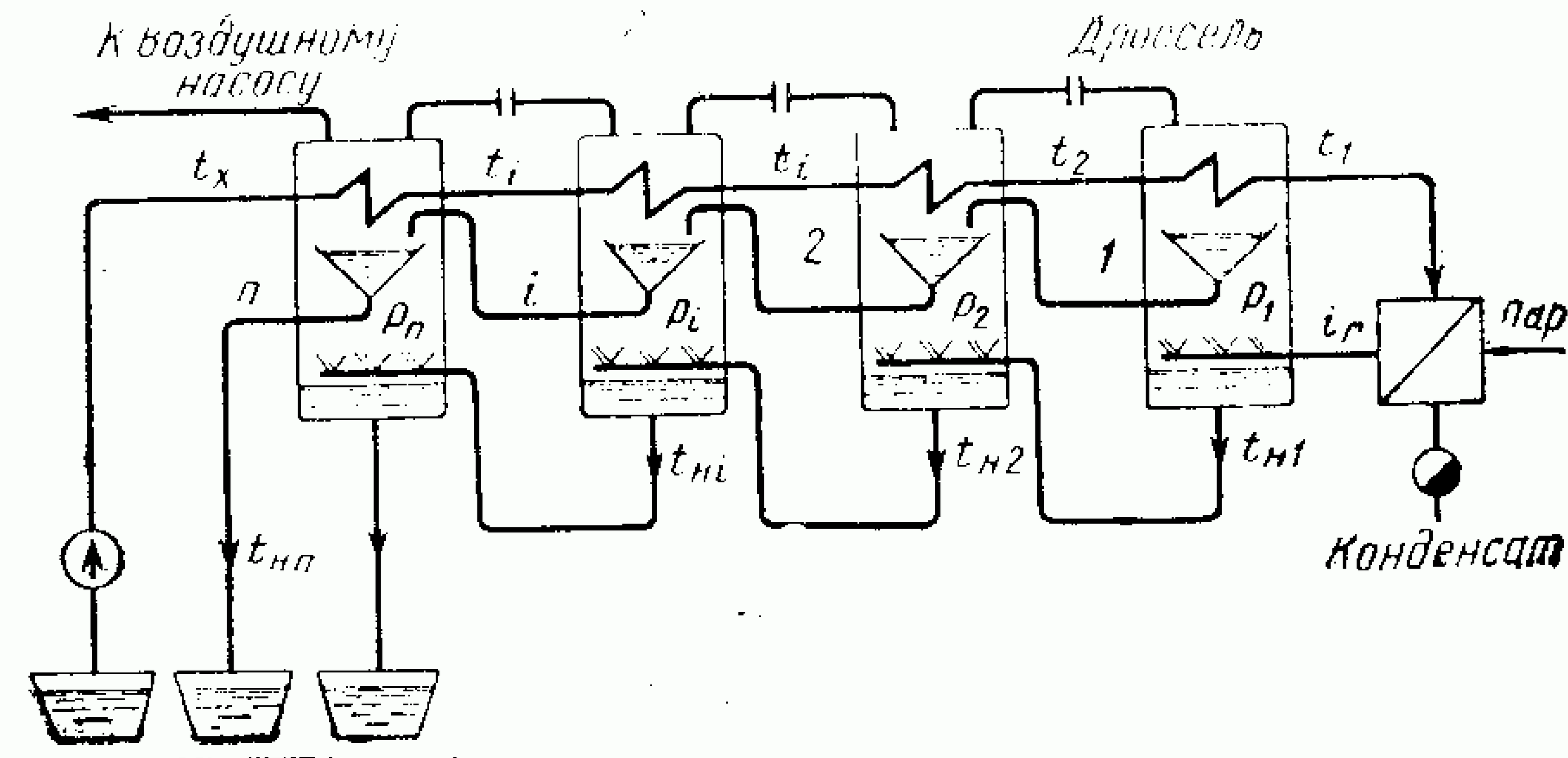


Рис. 7-8. Принципиальная схема многоступенчатой испарительной установки с самовскипанием воды.

Многоступенчатые испарительные установки получили на электростанциях незначительное распространение ввиду большой затраты металла, высокой стоимости, громоздкости и необходимости предварительной химической очистки воды.

За последние годы появился новый тип многоступенчатой испарительной установки, ступени которой работают как расширители, с самовскипанием предварительно нагретой воды, без испарительной поверхности в корпусах испарителей. Установки такого типа имеют общий пароводяной поверхностный теплообменник для предварительного подогрева воды, подлежащей испарению, и поверхностные охладители — конденсаторы образующегося пара (выпара), размещаемые в верхней части корпусов испарителей (рис. 7-8). Такие установки называют также испарителями «мгновенного вскипания».

Долю выпара $\alpha_и$, например для первой (верхней) ступени установки, можно определить из следующего соотношения, кДж/кг:

$$q_и = \alpha_и r = \tau_{к.и},$$

где $q_и$ — тепло, отдаваемое предварительно подогретой водой, при охлаждении ее до состояния насыщения, соответствующего давлению в корпусе этой ступени; $\tau_{к.и}$ — подогрев воды в конденсаторе данного корпуса; r — скрытая теплота парообразования (конденсации) в этой ступени.

Так, если $q_и = \tau_{к.и} = 40$ кДж/кг, а $r = 2000$ кДж/кг, то $\alpha_и = 40 : 2000 = 0{,}02$.

Практически принимают меньшие величины $q_и$ и $\tau_{к.п}$. Для испарения значительной части подаваемой в установку воды необходимо большое число ступеней (до 40 и даже более). Такие установки применяют для испарения (опреснения) сильно минерализованной, в частности морской воды, так как не требуют предварительной обычной химической очистки воды, подлежащей испарению.

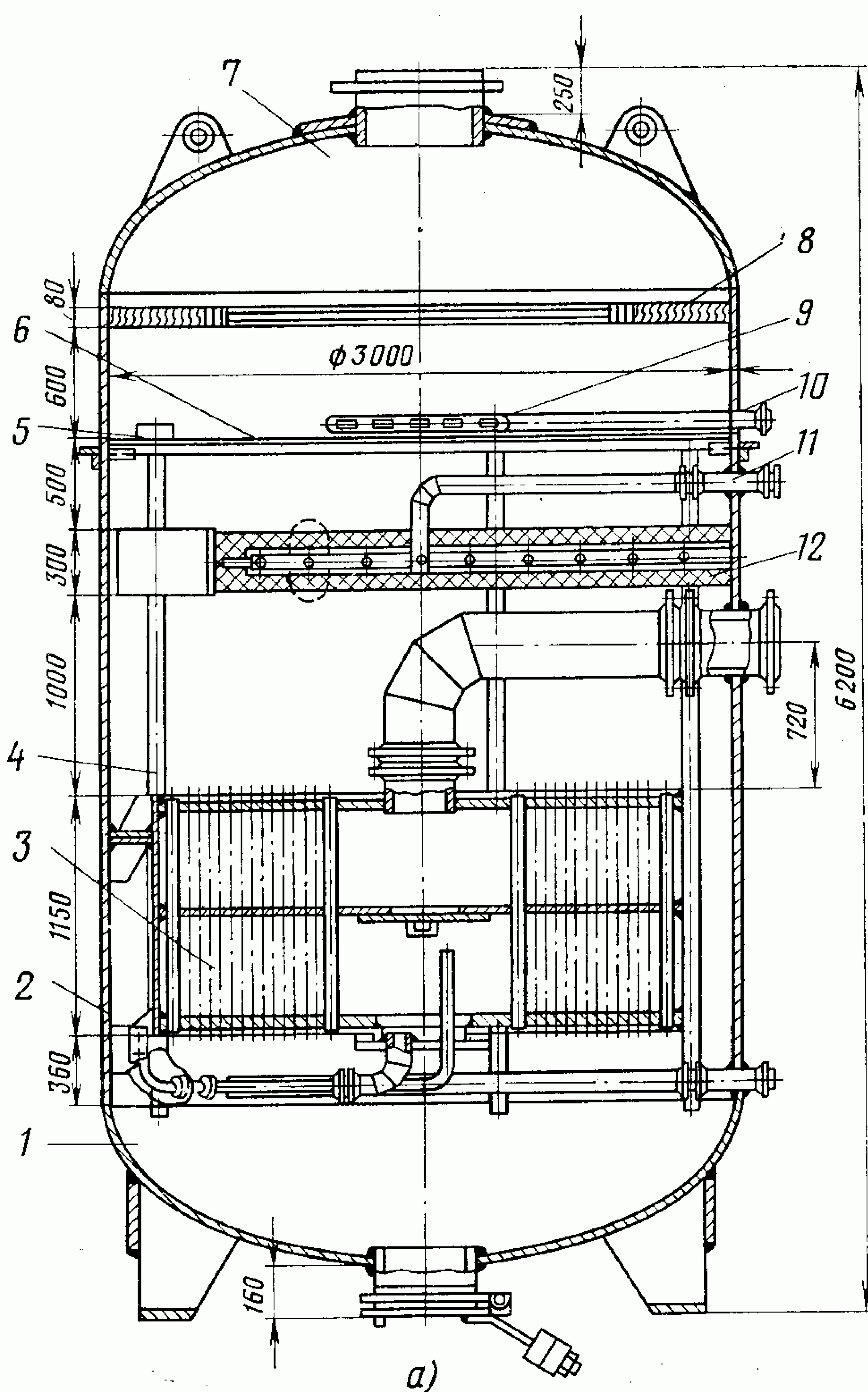
7-6. УСТРОЙСТВО ИСПАРИТЕЛЕЙ

Вертикальный водотрубный испаритель (типа И-250-2) состоит из цилиндрического корпуса с внутренней греющей секцией, закрепленной в нем на лапах (рис. 7-9).

Греющая секция имеет обечайку с двумя вваренными в нее трубными досками, в которые вварены стальные трубы диаметром 38×2,5 мм, образующие поверхность нагрева размером 227,5 м² со стороны воды. Между греющей секцией и корпусом имеется опускной кольцевой участок шириной около 200 мм. В верхней части корпуса размещается жалюзийный сепаратор для подсушки вторичного пара.

Испаритель И-250-2 энергоблока 300 МВт имеет двухступенчатую промывку пара, с дырчатым листом во второй ступени, на который подается конденсат в количестве около 5% производительности испарителя. В качестве первой ступени промывки пара применяют дырчатый лист или при высоком солесодержании исходной воды орошаемую набивку, на которые подают питательную воду испарителя.

Паропромывочный лист второй ступени находится на 600 мм ниже сепаратора. Конденсат для второй (верхней) ступени промывки сливается с листа через



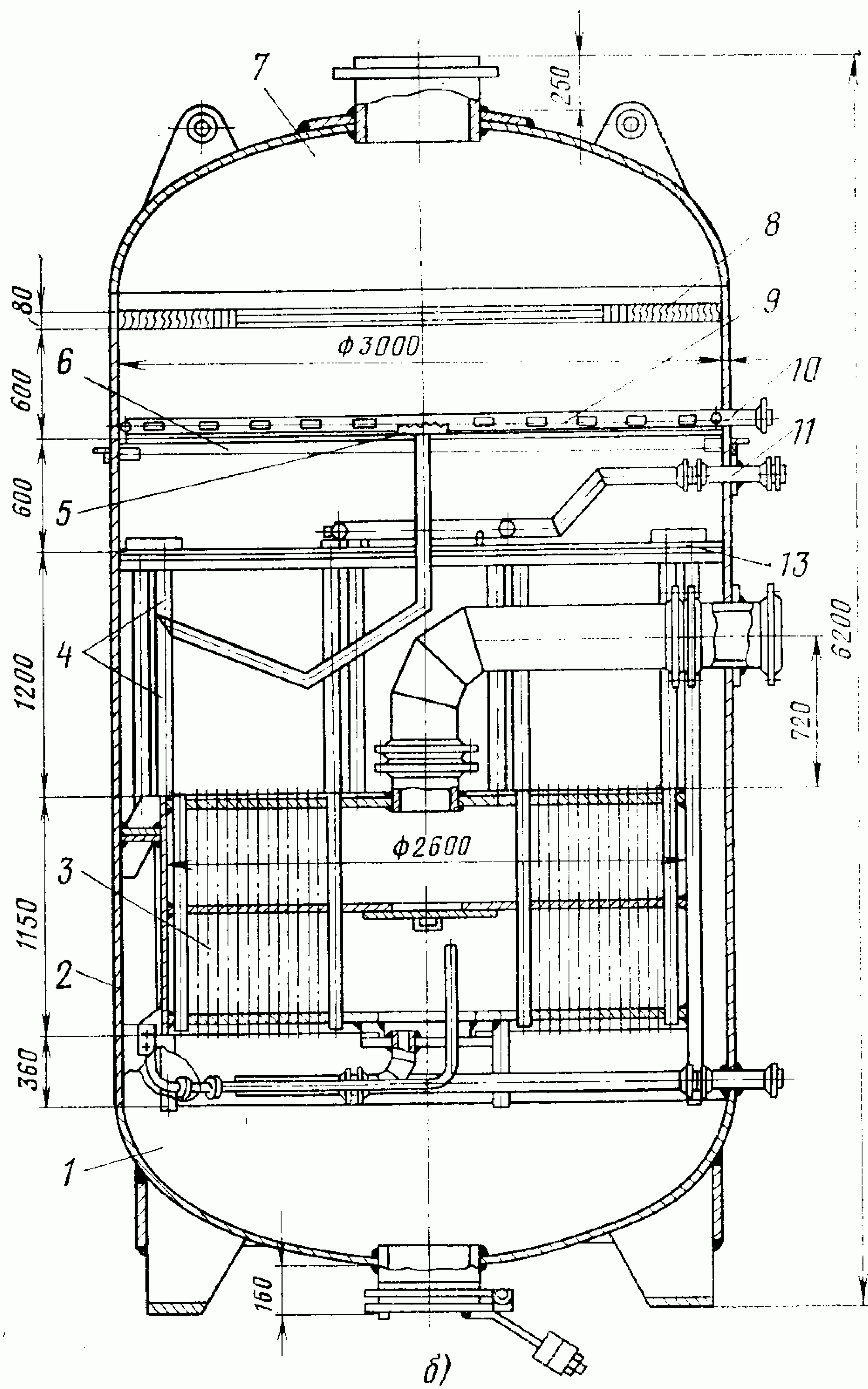


Рис. 7-9. Водотрубный испаритель И-250-2.

а — с орошаемой набивкой; *б* — с паропромывочным листом; *1* — днище нижнее; *2* — корпус; *3* — греющая секция; *4* — сливная труба; *5* — переливной бортик; *6* — дырчатый лист второй ступени промывки; *7* — днище верхнее; *8* — сепаратор жалюзийный; *9* — коллектор конденсата; *10* — штуцер подвода конденсата; *11* — штуцер подвода питательной воды; *12* — орошаемая набивка (первая ступень промывки); *13* — дырчатый лист (первая ступень промывки).

бортик высотой 60 мм по опускным трубам в нижнюю часть корпуса испарителя.

Дырчатый лист первой ступени промывки размещается на высоте около 1200 мм над греющей секцией; орошаемая набивка — на высоте 1000 мм над ней. Нижняя орошаемая часть набивки предназначается для очистки пара от примесей, кольца в верхней части набивки — для сепарации влаги, уносимой с вторичным паром.

Высота слоя концентрата над греющей секцией испарителя при испытаниях, проводившихся МО ЦКТИ, составляла от 200 до 850 мм; общее солесодержание исходной воды равнялось 200—300 мг/кг.

При производительности испарителя 15,1—21,8 т/ч и подаче конденсата на промывку в количестве от 4,45 до 11,8% содержание кремниевой кислоты в дистилляте равнялось 20 мкг/кг.

Дистиллят был должного качества в обеих схемах промывки при производительности испарителя от 15 до 27 т/ч, даже при очень большом солесодержании концентрата (до 112 г/кг) и малой продувке (0,5—1,0% производительности испарителя).

Испытания показали, что при орошаемой набивке качество дистиллята более высокое (содержание в дистилляте иона натрия Na^+ 1—6,5 против 9—20 мкг/кг в схеме с дырчатым листом).

По данным нескольких лет эксплуатации Приднепровской и Новочеркасской ГРЭС при производительности испарителя от 14,0 до 27,0 т/ч (21,0 т/ч по проекту) коэффициент теплопередачи изменялся в пределах от 6800 до 12 800 при значении его по проекту 8600 кДж/(м²·ч·°С). Давление греющего пара составляло около 0,130—0,235 МПа, вторичного — около 0,078—0,117 МПа.

7-7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ К. П. Д. ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ ПАРА И ВОДЫ

Коэффициент полезного действия электростанции снижается из-за потерь пара и воды. Каждый процент потерь свежего пара обусловливает снижение к. п. д. электростанции примерно на 1%. Потери пара и конденсата восполняют добавочной водой, подогреваемой паром регенеративных отборов турбины до конечной температуры питательной воды. Таким образом, расход тепла на турбинную установку и ее к. п. д. зависят от потерь пара и конденсата и подогрева добавочной воды.

Коэффициент транспорта тепла (теплового потока) зависит непосредственно от внутренних потерь пара.

Коэффициент полезного действия конденсационной электростанции

$$\eta_с = \frac{3{,}6W_э}{Q_с} = \eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг},$$

где $W_э$ выражено в МВт, а $Q_э$ — в ГДж/ч.

Для простоты примем схему без промежуточного перегрева пара. Тогда выражение расхода тепла на турбоустановку с учетом утечки пара и с использованием продувки барабанного парогенератора можно записать в виде

$$Q_{ту} = D_0 i_0 + D'_п i''_п + D_{д.в} i^в_{о.п} - D_{п.в} i_{п.в}, \quad (7\text{-}34)$$

где $D'_п$ и $i''_п$, $D_{д.в}$ и $i_{о.п}$ — соответственно расходы и энтальпия выпара из расширителя продувки и добавочной воды, подогретой в охладителе продувки, кДж/кг.

Расход добавочной воды

$$D_{д.в} = D_{ут} + D'_{пр} = D_{вт}.$$

Расход питательной воды

$$D_{п.в} = D_0 + D_{ут} + D_{пр} = D_0 + D_{ут} + D'_{пр} + D'_п,$$

или

$$D_{п.в} = D_0 + D_{вт} + D'_п;$$

поэтому

$$Q_{ту} = D_0(i_0 - i_{п.в}) + D'_п(i''_п - i_{п.в}) - D_{вт}(i_{п.в} - i^в_{о.п}). \quad (7\text{-}35)$$

Без использования продувки, при энтальпии добавочной воды $i^в_{д.в}$

$$Q_{ту} = D_0(i_0 - i_{п.в}) - D_{вт}(i_{п.в} - i_{д.в}). \quad (7\text{-}35а)$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки

$$\eta_{ту} = \frac{3{,}6W_э}{Q_{ту}}.$$

Тепловая нагрузка парогенераторной установки

$$Q_{пг} = D_{пг}(i_{пг} - i_{п.в}) + D_{пр}(i^в_{пр} - i_{п.в}), \quad (7\text{-}36)$$

где $D_{пг} = D_0 + D_{ут}$.

Коэффициент полезного действия транспорта тепла подсчитывается по формуле

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}},$$

где $Q_{ту}$ определяется с учетом внутренних потерь пара и воды, по формулам (7-35) или (7-35а).

Коэффициент полезного действия парогенераторной установки

$$\eta_{пг} = \frac{Q_{пг}}{Q_с}.$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по производству электроэнергии

$$\eta^э_с = \eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}.$$

Полный расход тепла на турбоустановку ТЭЦ выражается формулами (7-35), расход тепла на производство электроэнергии при затрате тепла $Q_т$ на внешнего потребителя в турбоустановке

$$Q^э_{ту} = Q_{ту} - Q_т.$$

Необходимо отметить, что расход тепла на турбоустановку ТЭЦ $Q_{ту}$ выражается как

и для конденсационной электростанции формулами вида (7-35), в которые входят при учете потерь пара и воды также внутренние потери $Q_{вт}$.

Внешние потери конденсата учитываются отдельно выражением расхода тепла на внешнего потребителя.

Коэффициент полезного действия транспорта тепла ТЭЦ

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} = \frac{Q^{э}_{ту}}{Q^{э}_{пг}} = \frac{Q^{т}_{ту}}{Q^{т}_{пг}},$$

где $Q^{э}_{пг}$ и $Q^{т}_{пг}$ — тепловая нагрузка парогенератора, обусловленная соответственно производством электроэнергии и отпуском тепла.

Затрата тепла в турбоустановке на внешнего потребителя определяется при открытой схеме (рис. 7-2,*а*) с учетом внешних потерь по формуле

$$Q_{т} = D_{т} i_{т} - D_{о.к} i_{о.к} - D_{вн} i_{д.в} \quad (7\text{-}37)$$

или, так как $D_{т} = D_{о.к} + D_{вн}$,

$$Q_{т} = D_{о.к} (i_{т} - i_{о.к}) + D_{вн} (i_{т} - i_{д.в}), \quad (7\text{-}37а)$$

причем $Q_{т}\eta_{т} = Q^{0}_{т}$ ($\eta_{т} \approx 1$), $Q^{0}_{т}$ — отпуск тепла внешнему потребителю; $D_{о.к}$ и $i_{о.к}$ — соответственно количество и энтальпия конденсата, возвращаемого потребителями.

При закрытой схеме отпуск тепла $Q^{0}_{т}$ с к. п. д. $\eta_{т}$ определяют по вторичному контуру, связанному с потребителями тепла, расход тепла $Q_{т}$ — по первичному контуру греющего пара.

При отпуске тепла с горячей водой на отопление через поверхностный теплообменник (рис. 7-2,*б*)

$$Q_{т}\eta_{т} = Q^{0}_{т} = Q_{от} = G_{с} (i_{п.с} - i_{о.с}). \quad (7\text{-}38)$$

Отпуск тепла с вторичным паром паропреобразователей (см. главу 8) в количестве $D_{пп}$ с энтальпией $i_{пп}$ при полной потере конденсата у теплового потребителя

$$Q_{т}\eta_{т} = Q^{0}_{т} = D_{пп} (i_{п.п} - i_{д.в}). \quad (7\text{-}38а)$$

Расчетный к. п. д. транспорта тепла зависит существенно от потерь пара и воды. При должном выполнении тепловой изоляции потери тепла трубопроводами в окружающую среду незначительны, и $\eta_{тр}$ определяется в основном потерей тепла от утечки пара; так, если $\alpha_{ут} \approx 1{,}5\%$ то $\eta_{тр} \approx 98{,}0\%$.

Из-за потерь пара и конденсата к. п. д. электростанции при неполной нагрузке снижается более резко. Если, например, при 50%-ной нагрузке электростанции остается в работе то же оборудование и с теми же параметрами пара, что и при полной нагрузке, то абсолютные потери пара и конденсата почти не уменьшаются, а в процентном отношении возрастает почти вдвое; соответственно к. п. д. электростанции снижается из-за потери рабочего вещества на величину вдвое большую, чем при полной нагрузке (примерно на 3% при половинной нагрузке вместо 1,5% при полной нагрузке и т. д.).

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ОТПУСК ПАРА ПРОМЫШЛЕННЫМ ТЕПЛОВЫМ ПОТРЕБИТЕЛЯМ

8-1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Тепловая нагрузка промышленной ТЭЦ, обслуживающей часто группу предприятий, определяется теплопотреблением одного или двух наиболее крупных и теплоемких предприятий. ЦКТИ и Промэнергопроект собрали и обработали данные о тепловом потреблении большого числа предприятий с наиболее прогрессивными технологическими схемами, расположенных во всех районах нашей страны, потребляющих от 200 до 1320 т/ч пара давлением 0,3 МПа и выше.

Наиболее равномерные суточные графики тепловой нагрузки имеют предприятия с теплоемким технологическим процессом, не допускающим перерывов. К ним относятся предприятия химической, нефтеперерабатывающей, резинотехнической, алюминиевой и других отраслей промышленности. Так, зимняя среднесуточная паровая нагрузка нефтеперерабатывающего завода составляет около 95% максимальной, летняя (в рабочий или выходной день) около 65% зимнего максимума.

На предприятии менее теплоемкой легкой промышленности, работающем в две смены, зимняя паровая нагрузка рабочего дня колеблется в пределах примерно 65—100% максимума, выходного дня — от 35 до 55% максимума рабочего дня.

Годовые графики продолжительности тепловых нагрузок предприятий различных отрас-

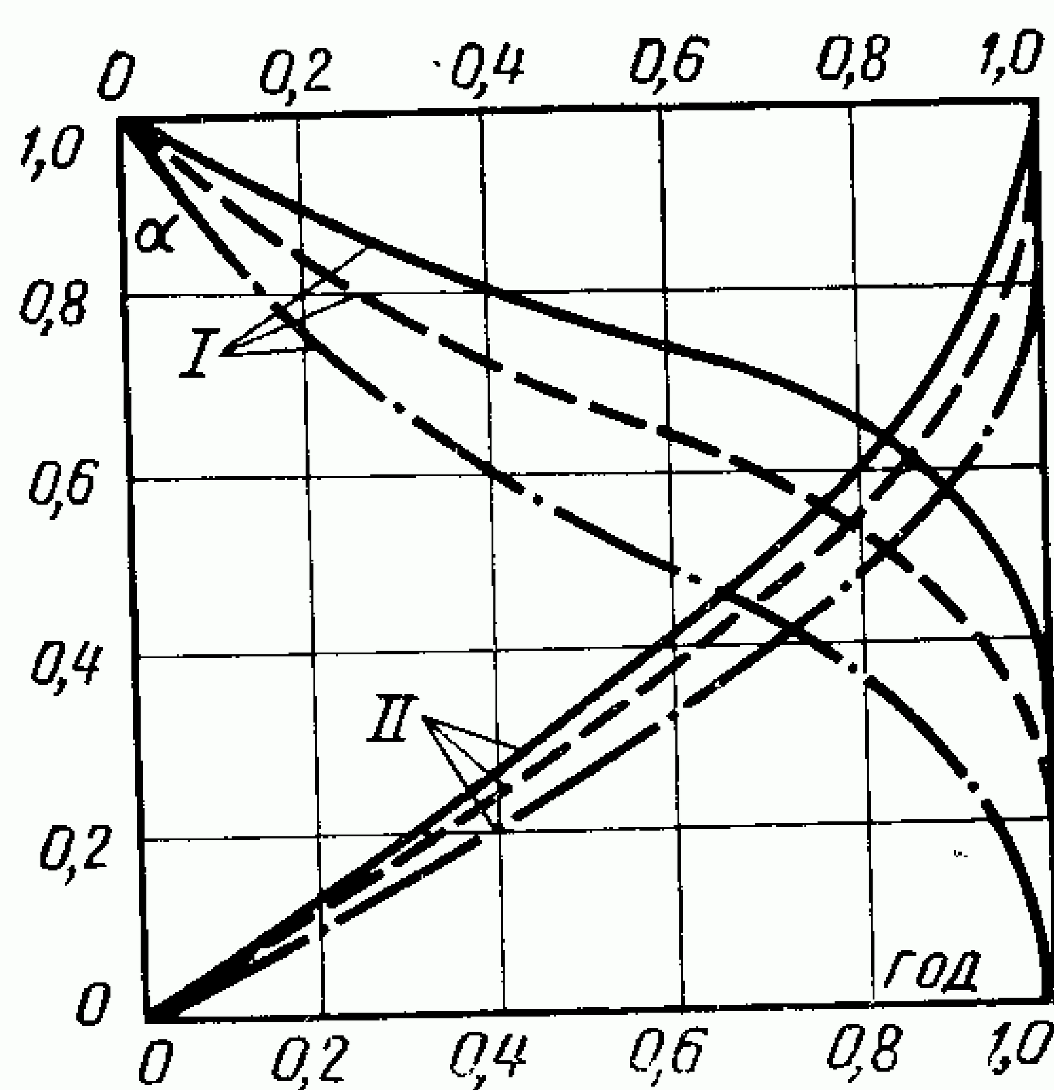


Рис. 8-1. Графики продолжительности технологической тепловой нагрузки (I) и интегральные графики потребления тепла (II) отраслями промышленности. Значение $T_{п.м}$ составляет: ———— 6200 ч/год; — — — — 5800 ч/год; — · — · — 4400 ч/год.

лей промышленности можно распределить на следующие три группы:

а) наиболее теплоемкие отрасли промышленности с равномерным годовым теплопотреблением и технологической нагрузкой до 90%;

б) теплоемкие отрасли промышленности со значительной технологической нагрузкой;

в) малотеплоемкие отрасли промышленности (легкая, машиностроительная) с преобладанием отопительно-бытовой нагрузки.

Тепловые нагрузки этих групп отраслей промышленности характеризуются следующими данными о числе часов использования максимума нагрузки $T_{п.м}$, среднесуточной загрузке $f^{г}_{ср}$ за годовой период и коэффициенте годовой обеспеченности технологической нагрузки $\alpha_{т.о}$ (отношение обеспеченной годовой технологической нагрузки к расчетной):

Группа отрасли промышленности	Показатели		
	$T_{п.м}$, ч/год	$f^{г}_{ср}$	$\alpha_{т.о}$
а	~6200	0,76	0,45—0,55
б	5000—6000	0,60—0,76	0,25—0,35
в	4000—4700	0,57—0,68	0,10—0,20

На рис. 8-1 показаны графики продолжительности технологической тепловой нагрузки и интегральные графики потребления тепла этих групп отраслей промышленности, с усредненными значениями коэффициентов $T_{п.м}$ и $\alpha_{т.о}$, в относительных величинах. Нужно отметить, кроме того, что коэффициент совпадения максимумов тепловых нагрузок промышленных предприятий $\alpha_{с.м}$ (отношение суммарного максимума тепловой нагрузки в совмещенном графике к сумме максимумов нагрузки отдельных предприятий) большей частью равен или менее 0,8.

Приведенные характеристики теплопотребления промышленных предприятий позволяют обоснованно подходить к выбору оборудования ТЭЦ.

8-2. ОТПУСК ПАРА ИЗ ОТБОРА ТУРБИНЫ С ВОЗМЕЩЕНИЕМ ПОТЕРЬ ХИМИЧЕСКИ ОЧИЩЕННОЙ ВОДОЙ

Для технологических процессов промышленные потребители используют тепловую энергию преимущественно в виде пара определенных параметров. Обычно требуется немного перегретый пар с давлением, которое изменяется в зависимости от вида потребителя в относительно широких пределах — от 0,2—0,3 до 1—2 МПа. Промышленный отбор пара теплофикационных турбин, изготовляемых в Советском Союзе, имеет давление около 0,7; 1,3; 1,5 МПа (с возможностью его регулирования).

Возможны различные схемы отпуска пара и связанные с ними способы подготовки добавочной воды. Наиболее распространена схема непосредственного отпуска пара из отбора турбины с химическим обессоливанием добавочной воды, служащей для возмещения внешних и внутренних потерь пара и конденсата (см. рис. 7-2,*а*).

При этой схеме применяют парогенераторы с естественной циркуляцией и докритические начальные параметры пара, что обеспечивает надежный водный режим. В таких парогенераторах осуществляется продувка воды с установкой расширителей для ее использования.

При данном отпуске пара $D^0_т$ отпуск тепла потребителю зависит от количества возвращаемого («обратного») конденсата $D_{о.к}$, его температуры $t_{о.к}$ (обычно около 70—90°С) и энтальпии $i_{о.к}$. Потери пара и конденсата у потребителя, так называемые «внешние» потери $D_{вн}$, возмещаются на ТЭЦ в данном случае исходной сырой водой с температурой $t^0_{д.в}$ и энтальпией $i^0_{д.в}$; перед вводом в питательную систему эта вода может подогреваться до температуры $t_{д.в}$ и энтальпии $i_{д.в}$.

Отпуск тепла внешнему потребителю определяется в общем виде формулой

$$Q^0_т = D^0_т i^0_т - D_{о.к} i_{о.к} - D_{вн} i^0_{д.в}; \qquad (8\text{-}1)$$

так как $D_{о.к} + D_{вн} = D^0_т$,

то

$$Q^0_т = D_{о.к}(i^0_т - i_{о.к}) + $$
$$+ D_{вн}(i^0_т - i^0_{д.в}).$$

Выразив значения $D_{о.к}$ и $D_{вн}$ в долях $D^0_т$,

$$D_{о.к} = \alpha_{о.к} D^0_т \quad \text{и} \quad D_{вн} = (1 - \alpha_{о.к}) D^0_т,$$

получим также:

$$Q^0_т = [i^0_т - \alpha_{о.к} i_{о.к} - (1 - \alpha_{о.к}) i^0_{д.в}] D^0_т. \qquad (8\text{-}2)$$

С учетом потерь на ТЭЦ расход тепла на внешнее потребление составляет:

$$Q_т = D_т i_т - D_{о.к} i_{о.к} - D_{вн} i^0_{д.в} \quad (8\text{-}3)$$

или

$$Q_т = D_т [i_т - \alpha_{о.к} i_{о.к} - (1 - \alpha_{о.к}) i^0_{д.в}], \quad (8\text{-}4)$$

где $D_т$ — расход пара из отбора (или противодавления) турбины; $i_т$ — энтальпия пара в отборе (или противодавлении) турбины, кДж/кг.

Коэффициент полезного действия установки для отпуска тепла $\eta = Q^0_т/Q_т$. В рассматриваемой схеме $D_т \approx D^0_т$; $i_т \approx i^0_т$, $Q_т = Q^т_{ту} \approx \approx Q^0_т$; $\eta_т \approx 1$.

Схема отпуска пара внешнему потребителю непосредственно из отбора или противодавления турбины с возмещением потерь пара и воды химически обессоленной водой, наиболее проста и дешева. Однако при сильно минерализованной исходной сырой воде химическое обессоливание воды, в особенности при сверхкритическом начальном давлении пара, может не удовлетворить требованиям технико-экономическим, а также охраны водных бассейнов.

В этих случаях применяют испарительные установки, различно включаемые в тепловую схему теплоэлектроцентрали.

8-3. ОТПУСК ПАРА ИЗ ОТБОРА ТУРБИНЫ С ВОЗМЕЩЕНИЕМ ПОТЕРЬ ДИСТИЛЛЯТОМ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Схему отпуска пара непосредственно из отбора или противодавления турбины с возмещением потерь пара и конденсата дистиллятом из *многоступенчатой испарительной установки* можно применить при низком качестве исходной сырой воды.

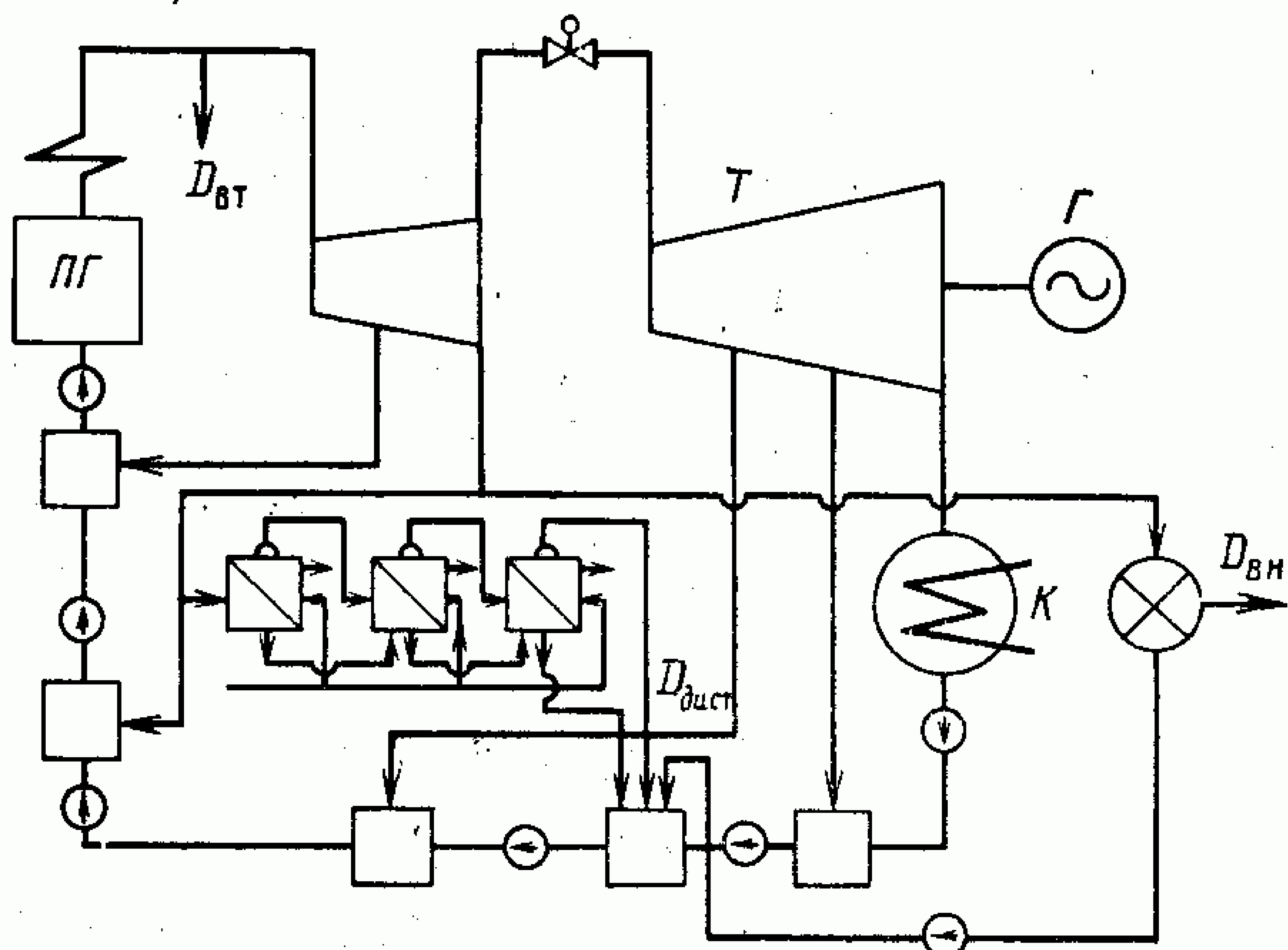


Рис. 8-2. Принципиальная схема отпуска пара из отбора турбины с восполнением потерь дистиллятом испарительной установки.

В указанной схеме основной поток отбираемого пара направляется непосредственно потребителю; на испарительную установку из того же (регулируемого) отбора или противодавления отводится необходимое количество пара $D_и$ (рис. 8-2).

В данном случае испарительную установку целесообразно использовать также для подготовки дополнительного количества дистиллята, для покрытия внутренних потерь пара и конденсата. При этом общая производительность испарительной установки (по выходу дистиллята) составляет:

$$D_{дист} = D_{вн} + D_{вт} = D_{пот}, \quad (8\text{-}5)$$

где $D_{вн} = D^0_т - D_{о.к}$; $D^0_т$ — отпуск пара внешнему потребителю; $D_{о.к}$ — возврат конденсата внешним потребителем.

Если в частном случае $D_{о.к} = 0$, то $D_{вн} = D^0_т$ и $D_{дист} = D^0_т + D_{вт}$; если в другом крайнем случае весь конденсат, пригодный для питания парогенераторов, возвращается внешним потребителем $D_{о.к} = D^0_т$, то испарительная установка служит лишь для возмещения внутренних потерь $D_{дист} = D_{вт}$.

При большой доле потерь у внешнего потребителя (например, нефтяная, химическая промышленность) требуемое количество дистиллята относительно велико и его целесообразно получить в многоступенчатой испарительной установке, предпочтительно замкнутого типа (см. гл. 7). Наибольшую долю отпуска пара из отбора внешнему потребителю при $D_{о.к} = 0$ можно оценить на основании ориентировочного материального баланса турбоустановки в виде

$$D_0 = D_т + D_и + \Sigma D_r + D_к,$$

где D_0 — расход пара на турбину; $D_т$ и $D_и$ — расходы пара из регулируемого отбора на внешнего потребителя и испарительную установку; ΣD_r — отбор пара на регенеративный подогрев воды; $D_к$ — пропуск пара в конденсатор.

Примем расход пара из отбора на многоступенчатую испарительную установку $D_и \approx \approx 0{,}2 D_{дист}$, количество дистиллята $D_{дист} = = D_{вн} + D_{вт} \approx D^0_т + 0{,}02 D_0$, если $D_{о.к} = 0$, $D_{вн} = = D^0_т = D_т$ и $D_{вт} = 0{,}02 D_0$.

Если при этом $\Sigma D_r = 0{,}25 D_0$ и $D_к \approx 0{,}05 D_0$, то получим:

$$D_0 \approx D_т + 0{,}2 (D_т + 0{,}02 D_0) + 0{,}30 D_0;$$

$$(0{,}700 - 0{,}004) D_0 = 1{,}2 D_т,$$

откуда возможная доля отпуска пара внешнему потребителю

$$\alpha_т = \frac{D_т}{D_0} \approx \frac{0{,}696}{1{,}2} = 0{,}58.$$

Таким образом, возможен отпуск пара из отбора, составляющий около 60% расхода пара на турбину.

Уточненное значение $\alpha_т$ получают из полного расчета тепловой схемы турбоустановки, включая многоступенчатую испарительную и регенеративную подогревательную установки.

8-4. ОТПУСК ПАРА ВНЕШНЕМУ ПОТРЕБИТЕЛЮ ЧЕРЕЗ ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНУЮ УСТАНОВКУ

Надежный водный режим парогенераторов промышленной ТЭЦ можно обеспечить, если включить испарители по схеме *паропреобразователей*, т. е. отпускать внешнему потребителю вторичный пар испарителя. При этом конденсат греющего пара из отбора турбины сохраняется на ТЭЦ и является основной составной частью питательной воды парогенераторов (рис. 8-3). Внешние потери пара из отбора турбины и конденсата при этом отсутствуют, потери пара и конденсата на ТЭЦ сводятся к внутренним потерям $D_{вт}$.

Возмещение внутренних потерь при такой схеме отпуска пара возможно различными способами.

Большей частью *паропреобразователь* используют одновременно *в качестве испарителя* для возмещения внутренних потерь (основной способ).

Если обратный конденсат от внешнего потребителя пригоден в количестве $D_{о.к}$ для питания парогенераторов ТЭЦ, то производительность паропреобразователя (по вторичному пару) $D_{пп}$ составится как сумма внешних потерь вторичного пара $D_{вн}=D_{т.п}-D_{о.к}$ и внутренних потерь $D_{вт}$:

$$D_{пп}=D_{вн}+D_{вт}= \\ =D_{т.п}-D_{о.к}+D_{вт}. \qquad (8\text{-}6)$$

Недостающее количество пара под давлением $p_{т.п}$ для внешнего потребителя, равное возврату конденсата $D_{о.к}$, следует отпускать непосредственно из отбора турбины, например из того же отбора, в обвод паропреобразователя, через редукционную установку с пропускной способностью $D_р=D_{о.к}$ (рис. 8-3). Благодаря этому сокращаются размеры (число параллельно включаемых корпусов) паропреобразователей и вспомогательного оборудования; если, например, $D_{о.к}=0{,}5D_{т.п}$, то размеры и стоимость паропреобразовательной установки сокращаются почти вдвое. По существу при этом применяется комбинированная схема отпуска пара: в количестве $D_{о.к}$ непосредственно из отбора турбины (в данном случае через редукционную установку) и в количестве $D_{вн}=D_{т.п}-D_{о.к}$ — через паропреобразователь.

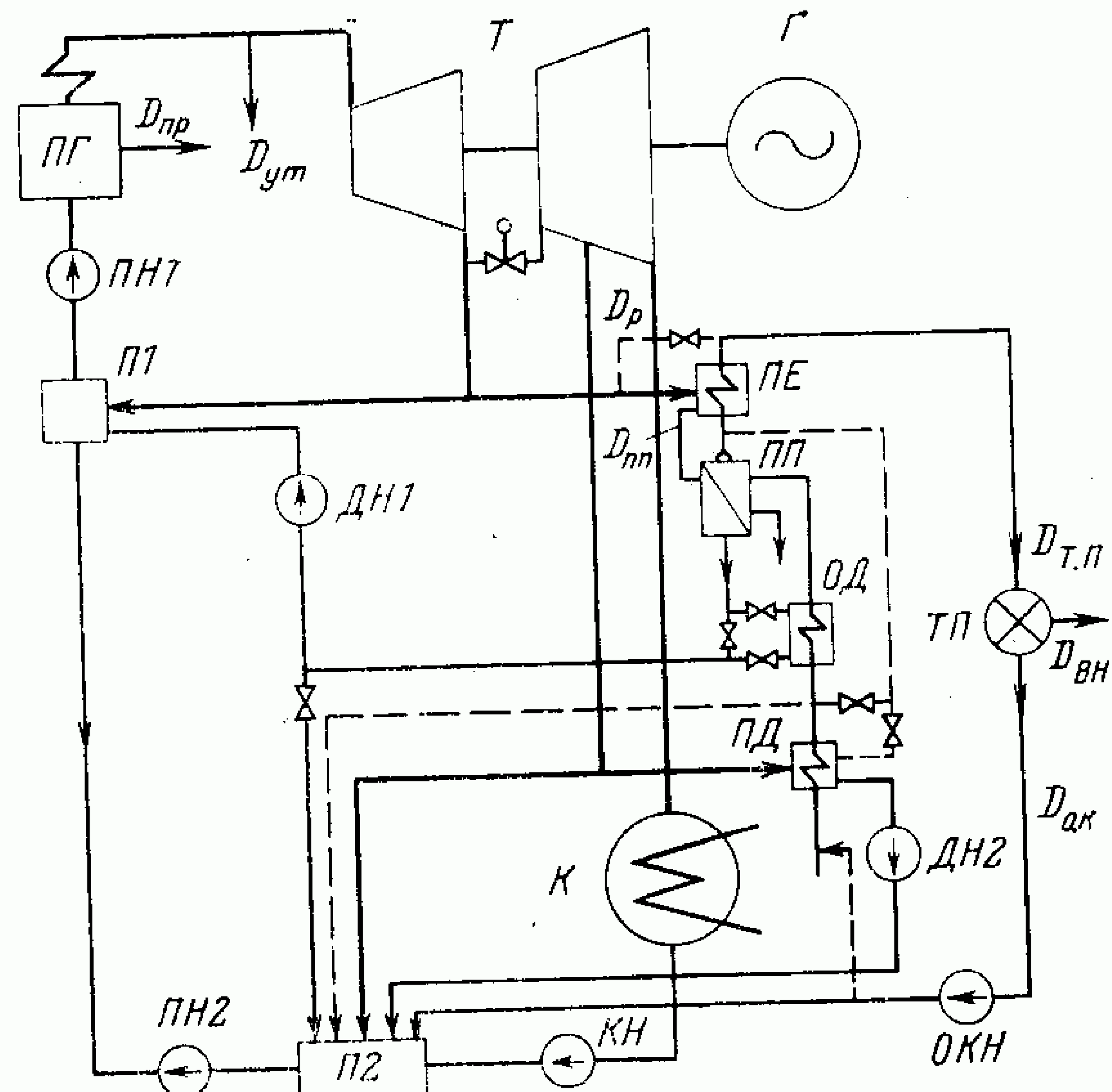


Рис. 8-3. Схема отпуска пара потребителю через паропреобразовательную установку.

ПП — паропреобразователь; *ПЕ* — перегреватель вторичного пара; *ПД* — предварительный подогреватель (конденсатор добавочной воды).

Итак, общая производительность паропреобразовательной установки $D_{пп}$ [формула (8-6)] в данном случае совпадает с производительностью многоступенчатой испарительной установки с отпуском пара потребителю из отбора турбины [см. рис. 8-2, формула (8-5)].

На рис. 8-3 показано, кроме корпусов паропреобразователя, вспомогательное (дополнительное) оборудование паропреобразовательной установки.

Пар для технологических процессов в промышленности, а также по условиям его транспорта требуется обычно несколько перегретый. Так как паропреобразователь производит насыщенный пар, для его перегрева устанавливается пароперегреватель *ПЕ*, в котором используется тепло перегрева пара из отбора турбины. С дренажом из паропреобразователя вводится в регенеративную систему ТЭЦ большой поток тепла. Чтобы несколько уменьшить его, улучшить использование регенеративных отборов пара и условия работы основных питательных насосов, устанавливается охладитель дренажа *ОД*.

Тепловую экономичность турбоустановки можно несколько улучшить, если питательную воду паропреобразователя предварительно подогреть паром из отбора турбины более низкого давления в предварительном подогревателе *ПД*. Этот подогреватель может служить также конденсатором вторичного пара для возмещения внутренних потерь пара и конденсата $D_{вт}$. Питательная вода паропреобразователя предварительно очищается химиче-

ски и нагревается в охладителе продувки паропреобразователя. Из воды должны быть удалены растворенные в ней газы, что осуществляется в подогревателе смешивающего типа — деаэраторе.

Если обратный конденсат от потребителя не пригоден для питания парогенераторов ТЭЦ, следует проверить целесообразность использования его (может быть, после некоторой очистки) для питания паропреобразователя. Благодаря этому могут быть уменьшены производительность и стоимость химической водоочистки.

Необходимый расход пара на паропреобразователь определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{п}(i_{п}-i'_{п})\eta_{п}=D_{пп}(i''_{пп}-i^{в}_{пп})+D^{пр}_{пп}(i'_{пп}-i^{в}_{пп}); \qquad (8\text{-}7)$$

здесь $D_{п}$, $D_{пп}$, $D^{пр}_{пп}$ — соответственно расход первичного пара, вторичного пара, продувочной воды; $i_{п}$ и $i''_{пп}$ — энтальпии первичного (греющего) и вторичного (сухого насыщенного) пара, кДж/кг; если греющий пар проходит предварительно через перегреватель вторичного пара, то его энтальпия снижается до величины $i^{0}_{п}$, определяемой небольшим остаточным перегревом 20—25°C; $i'_{п}$ и $i'_{пп}$ — энтальпии конденсата греющего пара и испаряемой воды; $i^{в}_{пп}$ — энтальпия воды на входе в паропреобразователь. Значение $D_{пп}$ обычно равно сумме $D_{вн}+D_{вт}$.

Давление вторичного пара $p_{т.п}$ определяется требованиями потребителя; давление первичного греющего пара $p_{п}$ — условиями теплопередачи в паропреобразователе и экономически выбираемого температурного напора $\Delta t_{пп}=t^{н}_{п}-t^{н}_{пп}$, где $t^{н}_{п}$ и $t^{н}_{пп}$ — температуры насыщения греющего и вторичного пара; обычно $\Delta t_{пп}=12\div15$°C. Это определяет перепад давлений в паропреобразователе, равный 0,2—0,4 МПа. На эту величину повышается давление пара в отборе турбины по сравнению с давлением отпускаемого пара; соответственно уменьшаются работа отбираемого пара в турбине и выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Это является основным недостатком схемы отпуска пара через паропреобразователи, приводящим к перерасходу тепла и топлива по сравнению со схемой с отпуском пара непосредственно из отбора турбины примерно на 2%.

Отбор пара из турбины $D_{т}$ в данной схеме равен сумме расхода пара на паропреобразователь $D_{п}$ и расхода пара в обвод паропреобразователя $D_{р}=D_{о.к}$, т. е. $D_{т}=D_{п}+D_{о.к}$.

Расчет прочих теплообменников паропреобразовательной установки выполняют на основе уравнений тепловых балансов, составляемых обычными способами, в соответствии со схемой, расходами и параметрами пара и воды.

Для возмещения внутренних потерь пара и конденсата возможно применение *отдельной испарительной установки*, производящей пар (и дистиллят) высокого качества.

Внутренние потери пара и конденсата в отдельных случаях можно возмещать *химически обессоленной водой,* что бывает редко.

В двух последних случаях производительность паропреобразователя равняется $D_{пп}=D_{т.п}-D_{о.к}=D_{вн}$, а если $D_{о.к}=0$, то $D_{пп}=D_{т.п}$. Применение двух последних схем, как правило, менее целесообразно, чем первой схемы с возмещением внутренних потерь пара и конденсата паропреобразовательной установкой.

Из трех рассмотренных схем отпуска пара преимущественное применение имеет схема с отпуском пара непосредственно из отборов турбины и химическим обессоливанием добавочной воды.

При проектировании промышленных ТЭЦ с сильно минерализованной исходной сырой водой требуется технико-экономическое сравнение возможных схем отпуска пара и подготовки добавочной воды. Выбор такой схемы должен быть особенно тщательным в случае применения на ТЭЦ прямоточных парогенераторов и в особенности сверхкритических параметров пара. Применение паропреобразователей при этом может обеспечивать более надежный водный режим оборудования ТЭЦ.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ОТПУСК ТЕПЛА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ

9-1. ОТОПИТЕЛЬНАЯ НАГРУЗКА

В Советском Союзе в настоящее время преобладает централизованный отпуск тепла теплоэлектроцентралями с паром для технологических процессов в промышленности — химической, текстильной, пищевой, бумажной, резиновой, нефтяной и др. Часть этого пара используется для отопления, вентиляции и бытовых нужд промышленных предприятий и их жилых поселков.

Ввиду климатических особенностей нашей страны значительные количества тепла требу-

ются для отопления и вентиляции жилых и общественных зданий и для бытовых нужд населения.

Централизованный отпуск тепла ТЭЦ и частично другими источниками (районными котельными) на отопление, вентиляцию и бытовые нужды составляет около трети всего теплового потребления; однако в связи с большим объемом жилищного строительства отпуск тепла на эти цели в ближайшие годы достигнет отпуска тепла промышленным предприятиям.

Расход тепла на отопление здания, ГДж/ч, можно считать прямо пропорциональным внешнему объему здания V, м^3, и разности температур воздуха внутри помещения $t_{пом}$ и наружного воздуха $t_{нар}$, °С:

$$Q_{от}=\alpha^з_{от} V(t_{пом}-t_{нар}), \qquad (9\text{-}1)$$

где $\alpha^з_{от}$ — коэффициент пропорциональности, называемый *отопительной характеристикой здания*. В зависимости от типа и объема здания $\alpha^з_{от}$ изменяется в следующих пределах, кДж/(м^3·ч·К); для жилых зданий объемом 50—100 тыс. м^3 — около 1,2—1,4, для промышленных зданий — около 0,6—1,7.

Температура воздуха в помещениях должна поддерживаться на следующем уровне: в жилых помещениях 18°С; детских учреждениях, школах, поликлиниках 20°С; учебных институтах, лабораториях, учреждениях, клубах, театрах 16°С.

Температура наружного воздуха зависит от климатических условий местности и в течение года изменяется в широких пределах, в средней полосе европейской территории СССР примерно от —35 до +35°С.

Таблица 9-1

Интервалы среднесуточных температур наружного воздуха, °С	Продолжительность за отопительный период, ч, интервалов среднесуточных температур наружного воздуха в городах		
	Свердловск	Москва	Киев
+10÷+5,1	283	475	211
+5÷0,1	660	736	1085
0÷—4,9	989	1404	1210
—5,0÷—9,9	1049	1151	662
—10÷—14,9	926	660	298
—15÷—19,9	583	398	125
—20÷—24,9	302	129	25
—25÷—29,9	156	32	1
—30÷—34,9	46	12	—
—35÷—39,9	8	3	—
—40÷—44,9	—	—	—
Итого	5002	5000	3617
Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{ср}$, °С	—6,4	—3,2	—1,1

Продолжительность различных интервалов температуры наружного воздуха в отдельных городах СССР приведена в табл. 9-1.

Расход тепла на данное здание или группы зданий с общим объемом V и средневзвешенными значениями $\alpha^з_{от}$ и $t_{пом}$ можно принять изменяющимся прямолинейно в зависимости от температуры наружного воздуха; при построении такого графика принято отрицательные значения температуры наружного воздуха откладывать по горизонтальной оси вправо, а положительные — влево. При равенстве температур помещения и наружного воздуха ($t_{нар}=t_{пом}$) отопительная нагрузка равна нулю.

Во избежание перегрева и для экономии топлива с учетом аккумулирующей способности зданий принято включать и выключать отопление при температурах наружного воздуха ниже температуры помещений, например в жилых помещениях г. Москвы при $t_{нар}\approx$ $\approx 8\div10$°С. Следовательно, при этой температуре расход тепла на отопление скачкообразно снижается до нуля (рис. 9-1).

В отопительную нагрузку, в широком смысле этого слова, входят расходы тепла на отопление, вентиляцию помещений и бытовые нужды. Вентиляцию жилых, а часто и общественных зданий осуществляют подводом свежего наружного воздуха через открываемые окна, форточки, фрамуги. На подогрев этого воздуха расходуется дополнительное относительно небольшое количество тепла, учитываемое значением $\alpha^з_{от}$, а следовательно, и величиной $Q_{от}$.

Расход тепла на вентиляцию производственных помещений возрастает также прямо-

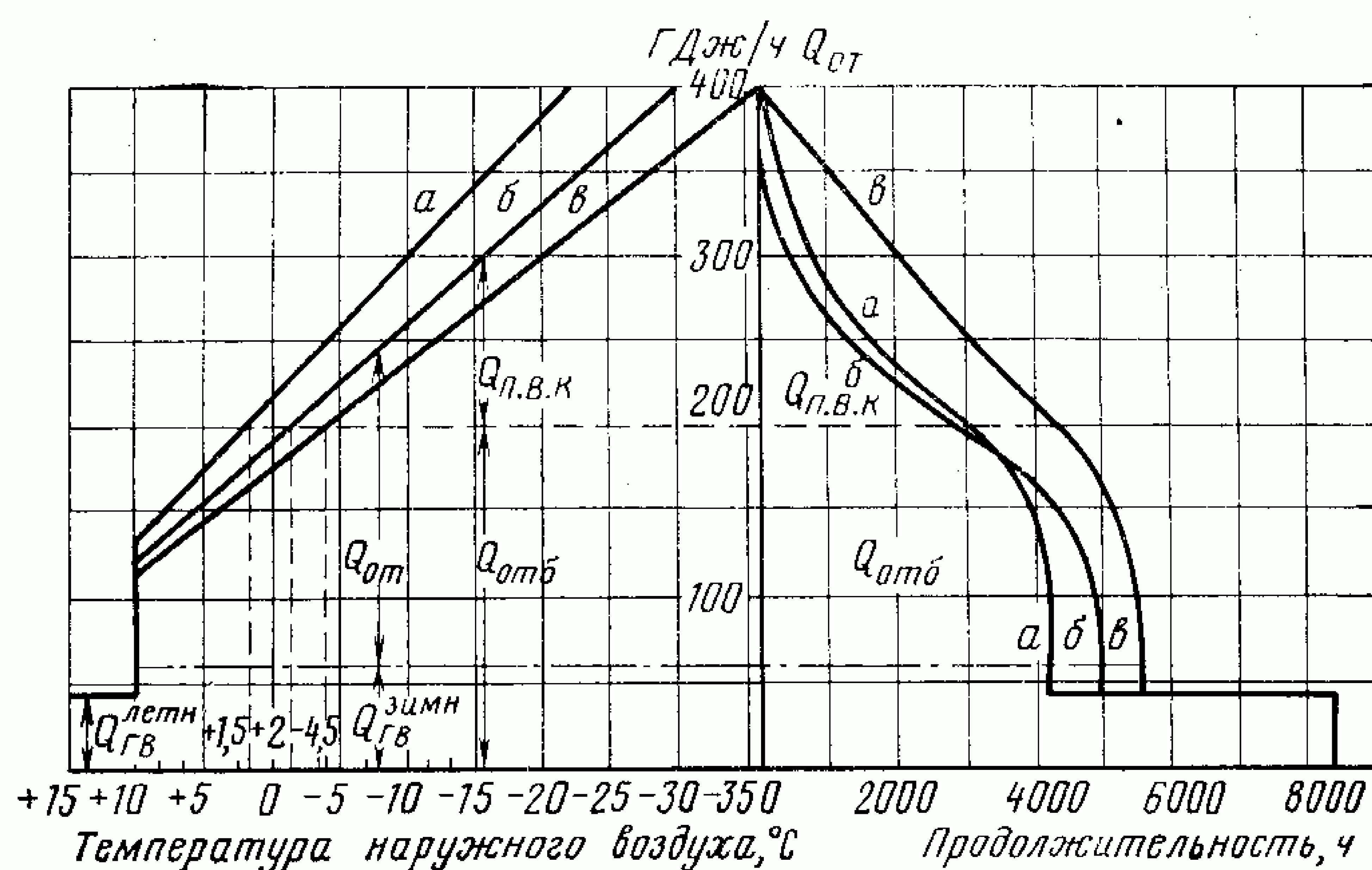


Рис. 9-1. Зависимость часового расхода тепла на отопление (включая вентиляционную и бытовую нагрузку) от температуры наружного воздуха и годовая продолжительность отопительной нагрузки при низших расчетных температурах наружного воздуха —22, —30 и —36°С (кривые *а*, *б* и *в* соответственно).

линейно с понижением температуры наружного воздуха, однако лишь до некоторой его температуры, после которой его оставляют постоянным.

Бытовая тепловая нагрузка определяется расходом тепла на прачечные, фабрики-кухни, бани, мытье посуды, ванны и души. Бытовая тепловая нагрузка неравномерна в течение суток и недели и зависит от времени года. На графике рис. 9-1 зависимости отопительной (в широком смысле слова) нагрузки от температуры наружного воздуха бытовая тепловая нагрузка принимается постоянной величиной (несколько меньше в летнее время). В крупных городах бытовая нагрузка приобретает все большее значение и может достичь 15—30% максимальной отопительной нагрузки.

Наиболее низкие температуры наружного воздуха имеют относительно малую продолжительность; так, для района г. Москвы длительность стояния температур наружного воздуха —25°С и ниже составляет в среднем всего около 50 ч/год (табл. 9-1).

Для снижения капитальных затрат в системы отопления с учетом аккумулирующей способности зданий низшую расчетную температуру наружного воздуха для отопительных систем принимают выше фактически возможной низшей температуры воздуха в зимнее время. Так, для района г. Москвы низшая расчетная температура (средняя наиболее холодной пятидневки) принята для отопления —25°С, расчетная зимняя для вентиляции —14,0°С при фактически возможной —35°С и даже ниже; для других характерных районов Советского Союза эти температуры, °С, таковы:

	$t_{н.р}^{от}$	$t_{н.р}^{вент}$
Горький	—30	—16,0
Свердловск	—31	—20
Иркутск	—38	—25,0
Красноярск	—40	22
Харьков	—23	—11

Если известны зависимости расхода тепла от температуры наружного воздуха (рис. 9-1, слева) и годовой продолжительности стояния температур наружного воздуха, то можно построить график годовой продолжительности отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузки (рис. 9-1, справа). Отопительно-вентиляционная нагрузка отключается при температуре наружного воздуха 8—10°С, что соответствует продолжительности отопительного сезона (в условиях г. Москвы) около 5000 ч/год при общей продолжительности года (невисокосного) 8760 ч.

Суммарная нагрузка при наличии бытовой является круглогодовой.

Площадь под кривой годовой продолжительности тепловых нагрузок определяет годовой отпуск тепла, ГДж/год:

$$Q_{от}^{год} = \int_0^{8760} Q_{от} dT = Q_{от}^{ср} T_{год} = Q^{м}{}_{от} T^{м}{}_{от}, \qquad (9\text{-}2)$$

где $Q_{от}$ — переменный часовой отпуск тепла; $Q_{от}^{ср}$ и $Q^{м}{}_{от}$ — среднегодовое и максимальное его значения, ГДж/ч; $T_{год} = 8760$ ч/год — число часов в году; $T^{м}{}_{от}$ — число часов использования максимума тепловой нагрузки (условная продолжительность максимальной отопительной нагрузки при данном годовом отпуске тепла), определяемое из соотношения (9-2), ч/год.

Графики годовой продолжительности различны для различных районов страны

Таблица 9-2

Город	$T_{от}$, ч/год	$t_{нар}^{от.ср}$, °С
Иркутск	5660	—8,9
Киев	3617	—1,1
Ленинград	4950	—2,2
Москва	5000	—3,2
Одесса	2881	+1,0
Омск	4993	—7,7
Ростов-на-Дону	3452	—1,1
Свердловск	5002	—6,4
Сочи	667	+4,2
Уфа	4920	—6,4
Харьков	4325	—2,1
Ялта	1366	+3,7

Таблица 9-3

Районы страны и вид потребления	Часовой расход тепла, МДж/ч*	Годовой расход тепла, ГДж/год*	Число часов использования максимума, ч/год
Районы Советского Союза	**На отопление и вентиляцию жилых и культурно-бытовых зданий**		
Сибирь, Урал и север европейской части СССР	6,40	17,30	2700
Средняя полоса европейской части СССР и север Средней Азии	5,74	13,50	2350
Юг европейской части СССР	4,76	8,54	1800
Крым, Кавказ и юг Средней Азии	3,66	4,95	1350
Вид бытового потребления	**На бытовые нужды**		
Горячее водоснабжение жилых зданий	2,30	8,05	3500
Бани и прачечные	0,38	1,90	5000
Общественное питание	0,63	1,13	1800

* Приведены средние значения.

(см. рис. 9-1); соответствующие значения продолжительности отопительного сезона $T_{от}$ и использования максимума отопительной нагрузки $T^{м}_{от}$ в различных городах и районах страны приведены в табл. 9-2 и 9-3.

В табл. 9-3 приведены также примерные значения удельных расходов тепла на отопление и вентиляцию и на бытовые нужды (горячее водоснабжение) на одного жителя.

9-2. ВИД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ, СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ

Тепло для отопления и бытовых нужд теплоэлектроцентрали в Советском Союзе отпускают с горячей водой. В этом случае тепловую нагрузку ТЭЦ, ГДж/ч, можно выразить уравнением

$$Q_{от}=G_c(i_{п.с}-i_{о.с})=G_c\tau_c, \qquad (9\text{-}3)$$

где G_c — расход сетевой воды, 10^3 т/ч; $i_{о.с}$ и $i_{п.с}$ — соответственно энтальпии сетевой воды до и после подогрева в теплообменниках, ТЭЦ, кДж/кг; τ_c — повышение энтальпии сетевой воды в теплообменниках ТЭЦ, кДж/кг.

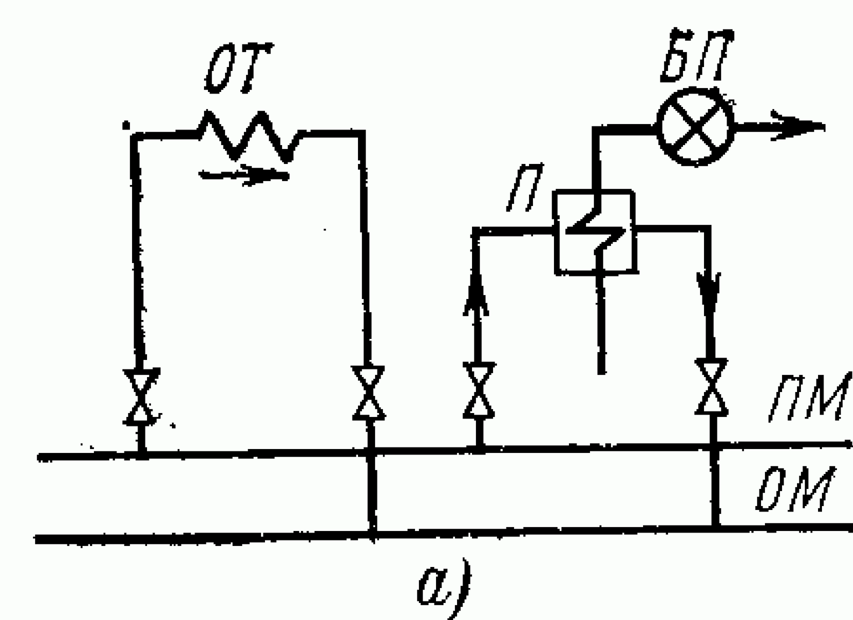
Воду подогревают в пароводяных теплообменниках ТЭЦ в основном паром из отборов (противодавления) теплофикационных турбин и подают насосами по трубопроводам горячей воды к потребителям; после охлаждения в отопительных установках вода возвращается на ТЭЦ. Система трубопроводов горячей и охлажденной воды образует *тепловую сеть*. Соответственно воду, циркулирующую по тепловой сети, называют *сетевой водой*, насосы—*сетевыми насосами*, а пароводяные теплообменники на ТЭЦ — *сетевыми подогревателями*. Эти подогреватели на ТЭЦ часто называют, как ранее было принято, *бойлерами*. Трубопроводы, по которым подается к потребителям нагретая вода, называют *подающими*, а те, по которым охлажденная вода возвращается на ТЭЦ — *обратными*.

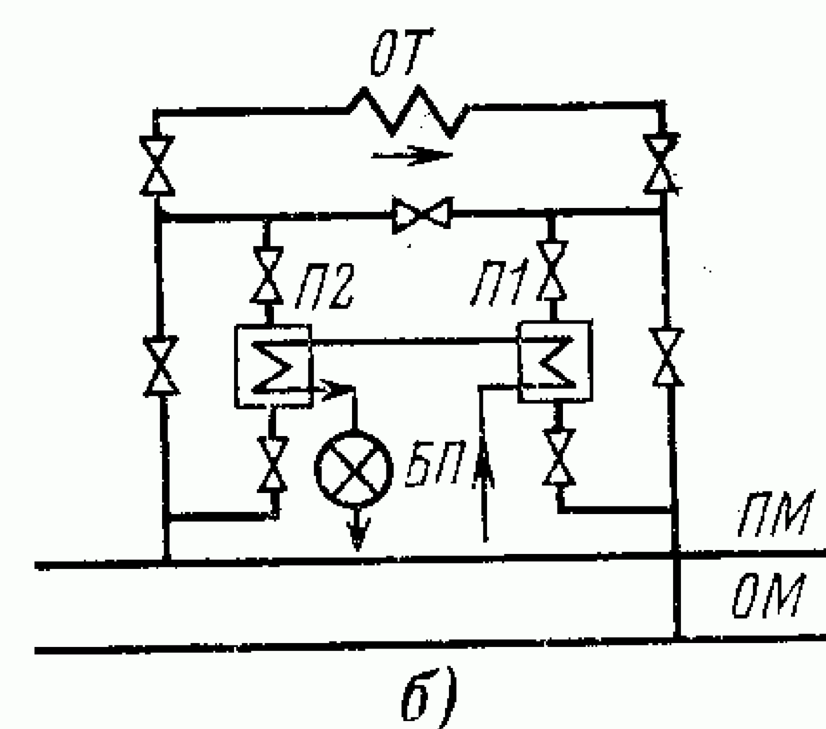
В отопительных установках (радиаторах) у потребителей используют обычно горячую воду с температурой не выше 90°С, ограничиваемой условиями безопасности и гигиеническими (пригорание пыли). Вместе с тем для уменьшения диаметров трубопроводов и удешевления тепловой сети целесообразно повышать температуру воды в подающих линиях. При сохранении температуры охлажденной воды увеличение подогрева воды τ_c приводит к уменьшению расхода сетевой воды G_c, удешевлению трубопроводов, снижению расхода электроэнергии на подачу воды [см. формулу (9-3)]. Однако с повышением температуры воды в подающей линии к сетевым подогревателям требуется подводить пар более высокого давления; выработка энергии паром теплофикационных отборов снижается; для сохранения заданной электрической мощности требуется дополнительная конденсационная выработка электроэнергии с дополнительной потерей тепла в конденсаторах турбины; расходы тепла и топлива на ТЭЦ возрастают.

Таким образом, температуру нагретой воды в тепловых сетях надо выбирать на основании технико-экономических расчетов. Для крупных городов эта температура при низшей расчетной температуре наружного воздуха составляет 150°С. Такую температуру воды в сети понижают до приемлемого в радиаторах потребителей уровня (около 90°С) обычно подмешиванием к ней охлажденной обратной воды с температурой не выше 60—70°С в *элеваторных установках* на отводах воды от основных магистралей к потребителям (на абонентских вводах).

Тепло на бытовые нужды населения отпускают в виде горячей воды с температурой около 60—65°С. При этом можно применить одну из следующих систем горячего водоснабжения (снабжения бытовых потребителей горячей водой): *закрытую* с поверхностными теплообменниками (рис. 9-2,*а*, *б*) или *открытую* при непосредственном водоразборе (рис. 9-2,*в*).

При закрытой системе теплоснабжения (горячего водоснабжения) воду для бытовых потребителей берут из сети питьевого водопровода и нагревают в водо-водяном подогревателе горячей водой из подающей магистрали, отводимой после охлаждения в обратную магистраль (см. рис. 9-2,*а* — схема с одноступенчатым подогревом бытовой воды). Более экономична закрытая система горячего водоснабжения с двухступенчатым подогревом бытовой воды в двух последовательно включае-





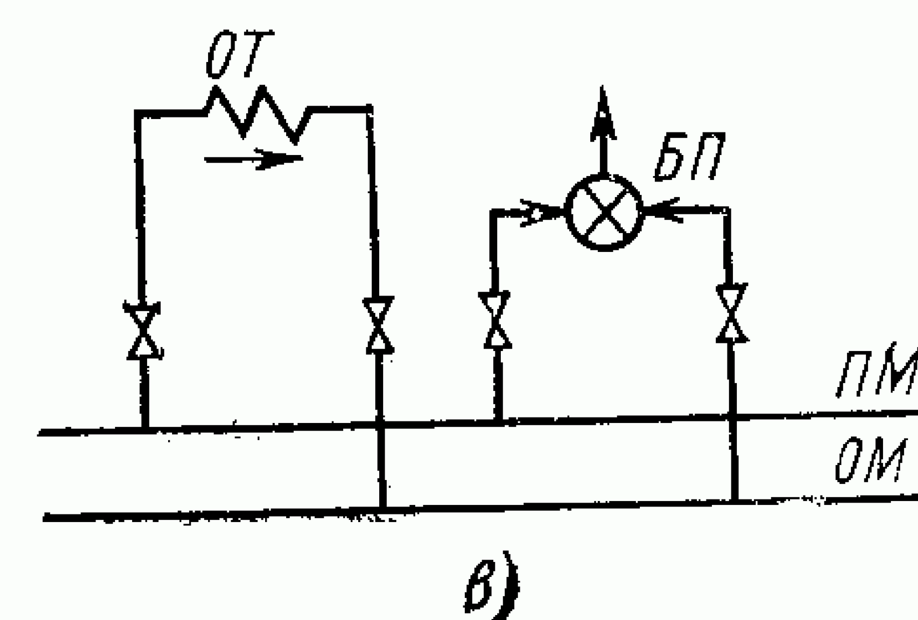


Рис. 9-2. Схемы горячего водоснабжения бытовых потребителей.

а — закрытая одноступенчатая; *б* — закрытая двухступенчатая; *в* — открытая (с непосредственным водоразбором): *ОТ* — отопление; *БП* — бытовые потребители; *П*, *П1*, *П2* — подогреватели; *ПМ* и *ОМ* — подающая и обратная магистрали тепловой сети.

мых подогревателях — вначале водой из обратной магистрали тепловой сети, а затем — из подающей (рис 9-2,*б*).

Принципиально иной является открытая схема горячего водоснабжения — с непосредственным водоразбором. По этой схеме к бытовым потребителям отводится смесь воды непосредственно из горячей и холодной линий отопительной системы (рис. 9-2,*в*). При этом не требуются дополнительные теплообменники для бытового потребления, что упрощает и удешевляет установки горячего водоснабжения. Однако потери воды в тепловой сети резко возрастают, от 1—2% до 20—40% расхода воды в ней G_c, состав воды, подаваемой бытовым потребителям, ухудшается из-за наличия в ней продуктов коррозии, отсутствия биологической ее обработки. Открытая система энергетически выгоднее, так как потери воды в системе восполняются холодной водой, для подогрева которой на ТЭЦ можно эффективно использовать теплофикационные отборы пара пониженного давления.

Недостаток открытой системы заключается еще в необходимости устройства на ТЭЦ мощной химической водоочистки для подготовки добавочной (подпиточной) воды тепловой сети. Дополнительный недостаток закрытой системы горячего водоснабжения — коррозия абонентских теплообменников кислородом, содержащимся в воде из водопроводной сети.

Выбор закрытой или открытой системы горячего водоснабжения в значительной мере определяется качеством (составом) исходной сырой воды, которой располагает ТЭЦ. Так, в Москве, располагающей водой с повышенным содержанием солей и других примесей,

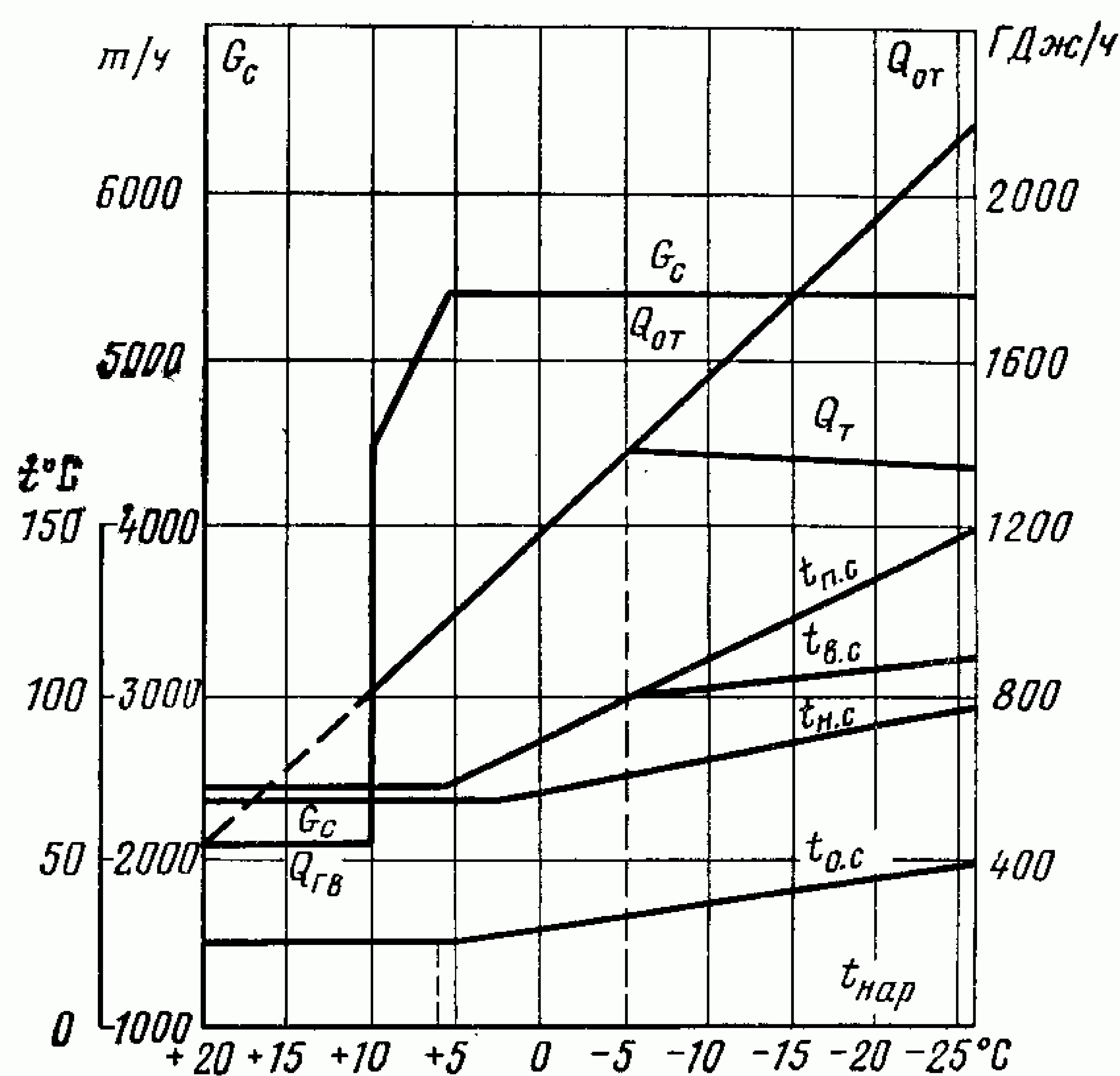


Рис. 9-3. Зависимость температур воды t, расходов тепла Q и сетевой воды G_c от температуры наружного воздуха $t_{нар}$.

преобладают закрытые системы теплоснабжения (горячего водоснабжения), а открытая система применяется в незначительном объеме, преимущественно с опытными целями. В Ленинграде, где исходная вода из р. Невы очень мягкая, с малым содержанием солей и других примесей, применяют открытую систему горячего водоснабжения.

Пока в большинстве крупных городов, в тепловых сетях, входящих в систему Минэнерго, преобладают закрытые системы.

Регулирование отпуска тепла при водяных тепловых сетях возможно двух видов: *качественное* — изменением температуры воды в подающей магистрали, и *количественное* — расходом сетевой воды. Из формулы (9-3) $Q_{от} = G_c\tau_c$ следует:

$$Q_{от} = G_c c_в (t_{п.с} - t_{о.с}) = \alpha^з_{от} V (t_{пом} - t_{нар}), \quad (9\text{-}3а)$$

где $c_в$ — удельная теплоемкость сетевой воды, кДж/(кг·К).

При качественном регулировании $G_c = \text{const}$; если значение $t_{пом}$ постоянно, по температура воды в подающей, а также в обратной линиях изменяется примерно линейно в зависимости от температуры наружного воздуха. Верхнее значение температуры воды в подающей линии при низшей расчетной температуре наружного воздуха $t^{н.р}_{нар}$ определяется технико-экономическими расчетами и составляет для городов Советского Союза 150°С; при этом наибольшая температура «обратной» воды в зависимости от системы теплоснабжения и других факторов равна 50—70°С.

При температуре наружного воздуха, равной температуре помещения 18—20°С, отопление прекращается, вода как в подающей, так и в обратной линии теоретически имеет температуру наружного воздуха, т. е. также 18—20°С. Следовательно, графики температуры воды в подающей и обратной магистралях при качественном регулировании являются ориентировочно прямыми, проходящими соответственно через максимальные значения $t_{п.с} = (150°С)$ и $t_{о.с} = 55 \div 70°С$ при $t^{н.р}_{нар}$ и минимальное значение 18—20°С при $t_{нар} = t_{пом}$ (рис. 9-3).

В теоретический температурный график необходимо внести поправку, связанную с тем, что для бытовых целей вода должна иметь температуру 60—65°С. Поэтому температура воды в подающей магистрали не должна быть ниже примерно 70°С. Таким образом, в точках, соответствующих $t_{п.с} \approx 70°С$, происходит излом линий температур воды как в прямой, так и в обратной линиях, и наклонные прямые переходят в горизонтальные.

В табл. 9-4 приведены значения температур сетевой воды в подающей $t_{п.с}$ и обратной $t_{о.с}$

магистралях при разных температурах наружного воздуха $t_{нар}$, закрытой и открытой системах горячего водоснабжения и разных значениях $\alpha_{г.в}$, по данным ВТИ.

Таблица 9-4

Система горячего водоснабжения	Температура наружного воздуха, °С	Доля отпуска тепла	Температура сетевой воды в подающей магистрали $t_{п.с}$, °С, при $\alpha_{г.в}$		Температура сетевой воды в обратной магистрали $t_{о.с}$, °С, при $\alpha_{г.в}$	
			0,15	0,30	0,15	0,30
Закрытая	—26	1,0	151,1	152,1	56,7	43,3
	—20	0,86	136,0	137,8	52,2	40,4
	—15	0,75	123,5	126,0	49,0	38,0
	—10	0,64	110,5	114,2	45,0	34,8
	—5	0,52	96,5	102,0	40,7	30,7
	0	0,41	83,8	89,9	36,2	28,2
	+5	0,30	71,0	77,7	32,0	24,9
	+10	0,18	70,0	70,0	31,5	23,0
	Лето	0	70,0	70,0	15	15
Открытая	—26	1,00	145,6	142,4	71,0	71,3
	—20	0,86	129,1	126,4	65,3	65,6
	—15	0,75	116,2	113,5	60,4	61,1
	—10	0,64	103,7	101,6	55,6	56,0
	—5	0,52	90,1	89,1	50,0	50,1
	0	0,41	77,4	77,7	44,5	44,5
	+5	0,30	66,0	66,0	38,0	39,0
	+10	0,18	65,0	65,0	29,5	29,5
	Лето	0	65,0	65,0	15,0	15,0

Примечание. $\alpha_{от}$—доля отопительной нагрузки от максимальной при $t^{нр}_{нар}=-26$°С.

При температурах воды в подающей линии выше 70°С расход сетевой воды $G_c=\text{const}$. При постоянной температуре сетевой воды в подающей линии, равной примерно 70°С и соответствующей температуре обратной воды, отопительная нагрузка с повышением температуры наружного воздуха уменьшается, расход сетевой воды G_c также уменьшается до тех пор, пока отопительную нагрузку при $t_{нар}=8\div10$°С не отключают; при дальнейшем повышении температуры наружного воздуха остается лишь бытовая условно постоянная нагрузка $Q_{г.в}$, температуры воды также постоянные, следовательно, расход сетевой воды в данном случае $G_c=Q_{г.в}/\tau_c$ — также постоянная величина. Таким образом, в преобладающей части всего диапазона изменения наружных температур $G_c=\text{const}$ и регулирование— качественное.

Качественное регулирование позволяет поддерживать давление греющего пара из отборов турбин на сетевые подогреватели в соответствии с требуемой температурой сетевой воды, понижая это давление с повышением температуры наружного воздуха уменьшением отопительной нагрузки и понижением температуры воды. Такой метод регулирования отпуска тепла энергетически наиболее выгоден и получил в нашей стране преимущественное распространение.

Преимуществами применения воды в качестве теплоносителя по сравнению с водяным паром являются возможность качественного регулирования отпуска тепла, бóльшая дальность теплоснабжения (15—20 км и более), меньшие энергетические потери при транспорте, сохранение на ТЭЦ конденсата греющего пара. По указанным причинам в Советском Союзе в качестве *теплоносителя* принята *вода;* тепловые сети являются водяными. Сбор и возврат конденсата из паровой тепловой сети связаны с техническими трудностями и повышенными затратами.

Система водяной тепловой сети с одной подающей и одной обратной магистралями является *двухтрубной,* применяемой обычно в нашей стране. Возможна также при большом потреблении горячей воды на бытовые нужды и высоком качестве исходной воды *однотрубная* система теплоснабжения, при которой вода после охлаждения в отопительных установках используется на бытовые нужды. Обратная магистраль при такой системе не нужна. Транспорт горячей воды с температурой 170—200°С при этом экономически целесообразен на расстояние 30—40 км и дальше.

9-3. ТИПЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН С ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ И ПОКРЫТИЕ ОСНОВНОЙ И ПИКОВОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗОК

На ТЭЦ с отопительной нагрузкой можно применять турбины с противодавлением или с конденсацией и отбором пара. Однако применение на таких ТЭЦ турбин с противодавлением очень ограничено, так как сезонная отопительная нагрузка не обеспечивает круглогодичного производства электроэнергии на тепловом потреблении. В крупных городах с развитой бытовой тепловой нагрузкой на ее базе можно применять турбины с противодавлением. Но при этом необходимо учитывать переменный характер бытовой нагрузки, значительное изменение ее в течение суток, по дням недели, а также снижение в летнее время.

Поэтому возможная мощность турбин с противодавлением, отпускающих тепло для отопления и бытовых нужд, не превышает 5—10% общей мощности теплофикационных турбин отопительного назначения. В Советском Союзе в качестве таких турбин применяют, как правило, теплофикационные турбины с конденсацией и отопительными отборами пара.

Выбор давления пара в отопительных отборах зависит от вида графиков температуры сетевой воды и отопительной нагрузки, а также от способа покрытия пиков нагрузки.

В целях более равномерной загрузки отопительных отборов теплофикационных турбин пики отопительной нагрузки покрывают пиковыми водогрейными котлами.

Распределение отопительной нагрузки между отборами турбины и водогрейными котлами характеризуется отношением максимального отпуска тепла из отборов турбины $Q_{т.м}$ к полному отпуску тепла ТЭЦ $Q^м_{от}$, а именно коэффициентом теплофикации

$$\alpha_{тэц} = \frac{Q_{т.м}}{Q^м_{от}}. \qquad (9\text{-}4)$$

При этом $1 - \alpha_{тэц} = Q^м_{п.в.к}/Q^м_{от}$.

Целесообразное значение $\alpha_{тэц}$ определяется на основании технико-экономических расчетов. Чем больше $\alpha_{тэц}$, тем больше комбинированная выработка электрической и тепловой энергии и тем меньше суммарный расход топлива на эту выработку. Однако при этом увеличивается стоимость оборудования ТЭЦ, так как энергетические парогенераторы значительно дороже пиковых водогрейных котлов, в особенности при работе последних на газомазутном топливе.

Экономическое значение коэффициента теплофикации $\alpha_{тэц}$ тем больше, в частности, чем дороже используемое ТЭЦ топливо и чем технически совершеннее теплофикационные турбоагрегаты, чем больше удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении.

Для крупных городов экономическое значение коэффициента теплофикации $\alpha_{тэц}$ составляет при использовании теплофикационных турбин типа Т-100-130 около 0,5—0,55, более совершенных турбин типа Т-250-240 — около 0,60—0,65.

Годовое число часов использования максимального отпуска тепла из отборов или противодавления турбины $T_{т.м}$ возрастает при уменьшении коэффициента теплофикации $\alpha_{тэц}$, а также при увеличении доли бытового потребления тепла (горячего водоснабжения $\alpha_{г.в}$), что видно из табл. 9-5, в которой принято $T_{т.м}=2700$ ч/год при $\alpha_{г.в}=0$ и $\alpha_{тэц}=1$.

Для удешевления пиковые водогрейные котлы устанавливают частично на открытом воздухе, а дымовые газы из них отводят или в относительно невысокие металлические трубы, устанавливаемые на перекрытии над ними, или часто — в основные железобетонные дымовые трубы ТЭЦ, около которых в этом случае устанавливают водогрейные котлы.

Пиковые водогрейные котлы можно одновременно рассматривать как некоторый тепловой резерв вне периодов пиковой отопительной нагрузки.

Таблица 9-5

Ориентировочные значения $T_{т.м}$ в зависимости от $\alpha_{г.в}$ и $\alpha_{тэц}$

$\alpha_{г.в}$	$\alpha_{тэц}$			
	0,3	0,5	0,7	1,0
0,0	5100	4400	3650	2700
0,1	6000	5200	4350	3100
0,2	6700	5750	4850	3500
0,25	7000	6000	5150	3700

Давление пара в отопительном отборе теплофикационных турбин первоначально было принято регулируемым в пределах от 0,12 до 0,25 МПа, выше атмосферного, чтобы исключить возможный присос воздуха, ухудшающего теплообмен в сетевых подогревателях. Пар из отбора турбины направлялся в основные сетевые подогреватели. Пиковые сетевые подогреватели обогревались паром (обычно из энергетических парогенераторов), проходящим через редукционно-охладительную установку.

В дальнейшем пиковые сетевые подогреватели были заменены пиковыми водогрейными котлами, а основной подогрев стали осуществлять в двух последовательно включенных сетевых подогревателях, питаемых паром из двух теплофикационных отборов турбины. Давление пара в верхнем отборе регулируется обычно примерно в пределах 0,06—0,25 МПа, в нижнем — изменяется в пределах 0,05—0,20 МПа. Давление верхнего отбора регулируют поворотной диафрагмой, устанавливаемой за камерой нижнего отбора.

Если нижний теплофикационный отбор осуществляют на отводе пара из цилиндра среднего давления турбины, то регулирующую диафрагму устанавливают перед входом пара в первую ступень цилиндра низкого давления. Ступени турбины между двумя теплофикационными отборами образуют так называемый промежуточный, или теплофикационный отсек турбины.

Таким образом, давление пара в верхнем теплофикационном отборе регулируется в соответствии с графиком подогрева воды в сетевой подогревательной установке, зависящим от вида температурного графика (см. рис. 9-3) и принятого значения $\alpha_{тэц}$. Так как через сетевые подогреватели и пиковые водогрейные

котлы проходит одно и то же количество воды, то общий подогрев ее распределяется между сетевыми подогревателями и пиковыми котлами пропорционально отношению

$$\alpha_{ТЭЦ}/(1-\alpha_{ТЭЦ}).$$

В свою очередь подогрев в сетевой подогревательной установке подобно регенеративному подогреву распределяется примерно поровну при расчетном, наиболее вероятном режиме работы установки (в районе г. Москвы при температуре наружного воздуха от —2 до —5°С). При $\alpha_{ТЭЦ}=0{,}5\div0{,}65$ такой примерно температуре соответствует режим полной загрузки отопительных отборов турбины и начала включения пиковых водогрейных котлов.

Соответствующую этому режиму температуру наружного воздуха называют расчетной температурой наружного воздуха для отборов турбины $t_{нар}^{р.о}$, °С. Она определяется графически следующим образом. По заданному значению $\alpha_{ТЭЦ}$ распределяют подогрев между сетевыми подогревателями и пиковыми котлами при низшей расчетной температуре наружного воздуха $t_{нар}^{н.р}$. Затем проводят прямую, параллельную линии температур обратной сетевой воды. Точка пересечения этой прямой с линией конечной температуры сетевой воды в подающем трубопроводе определяет расчетную температуру наружного воздуха для отборов, соответствующую моменту включения или выключения пиковых котлов. Прямая, делящая пополам разность температур воды в подающей и обратной магистрали, определяет теоретическое распределение подогрева воды между верхней и нижней ступенями сетевой подогревательной установки (см. рис. 9-3). В действительности распределение подогрева воды между обеими ступенями происходит в зависимости от выбранных размеров поверхностей нагрева сетевых подогревателей, давления, устанавливающегося в нижнем теплофикационном отборе пара. Это давление зависит от регулируемого давления пара в верхнем отборе, пропуска пара через промежуточную ступень и в часть низкого давления турбины, конденсирующей способности подогревателей.

Теплофикационный режим (или режим работы по «тепловому» графику) характеризуется минимальным (вентиляционным) пропуском пара через прикрытую диафрагму, достаточным для надежного охлаждения деталей части низкого давления турбины.

При частичном и полном открытии окон поворотной регулирующей диафрагмы турбина работает по «электрическому» графику.

Теплофикационные турбины 50 и 100 МВт с регулируемыми отборами и конденсацией пара изготовления Уральского турбомоторного завода (УТМЗ) могут работать с полным использованием отработавшего тепла, т. е. по режиму турбин с противодавлением.

Конденсаторы таких турбин имеют дополнительную поверхность для предварительного подогрева обратной или подпиточной воды тепловой сети, так называемый встроенный теплофикационный пучок. Возможность и целесообразность работы турбин указанного типа в таком режиме подтверждена их эксплуатацией. При этом основная поверхность охлаждения конденсаторов выключается и охлаждающая вода через нее не пропускается во избежание появления в металле конденсатора дополнительных температурных напряжений.

Теплофикационные турбины с промышленным и отопительным отборами пара изготовления УТМЗ также имеют два отопительных отбора. При отпуске пара внешнему потребителю обратный конденсат или возмещающая его добавочная вода до ввода в тракт питательной воды подогревается в смешивающем подогревателе (см. гл. 10) для удаления растворенных в них газов (кислород и др.). Для поддержания постоянного давления в таком подогревателе (деаэраторе) требуется пар постоянного давления. В этом случае целесообразно осуществить независимое регулирование каждого из отопительных отборов, установив за каждым из них регулирующую поворотную диафрагму (например, турбины типа ПТ-135-130 УТМЗ).

В теплофикационных турбинах применяют связанное регулирование давления в отборах и подвода свежего пара: при увеличении потребления тепла внешними потребителями и снижении давления в линиях отбора пара одновременно прикрываются поворотные диафрамы регулируемых отборов и увеличивается открытие регулирующих клапанов свежего пара. При уменьшении расхода пара на внешнего потребителя и повышении давления пара в линиях отборов одновременно увеличивается открытие окон в поворотной диафрагме и прикрываются регулирующие клапаны свежего пара.

При изменении электрической нагрузки и постоянном потреблении тепла одновременно открываются (при увеличении электрической нагрузки) или прикрываются (при ее уменьшении) клапаны свежего пара и окна в поворотных диафрагмах регулируемых отборов.

Связанное регулирование сокращает продолжительность переходных процессов, обусловливаемых изменением энергетических нагрузок турбоагрегата.

9-4. СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТБОРОВ ПАРА НА НИХ

Современные турбоагрегаты ТЭЦ Советского Союза имеют двухступенчатые сетевые подогревательные установки, к которым подается пар из верхнего и нижнего теплофикационных отборов турбины. Вода из обратной линии тепловой сети поступает на ТЭЦ с давлением в зависимости от местных условий, обычно до 0,4 МПа. При наличии в конденсаторах турбин теплофикационных пучков вода предварительно нагревается в них и затем сетевым насосом первого подъема прокачивается через сетевые подогреватели.

После сетевых подогревателей насосами второго подъема вода подается при низких температурах наружного воздуха через пиковые водогрейные котлы, а при повышенных температурах — помимо них, в тепловую сеть (рис. 9-4).

Давление воды после сетевых насосов второго подъема зависит от протяженности тепловой сети, рельефа местности, гидравлических сопротивлений сети и пиковых водогрейных котлов и составляет примерно 2 МПа.

Давление воды за насосами первого подъема определяется гидравлическими сопротивлениями сетевых подогревателей и трубопроводов, а также условием предотвращения вскипания подогретой воды перед насосами второго подъема.

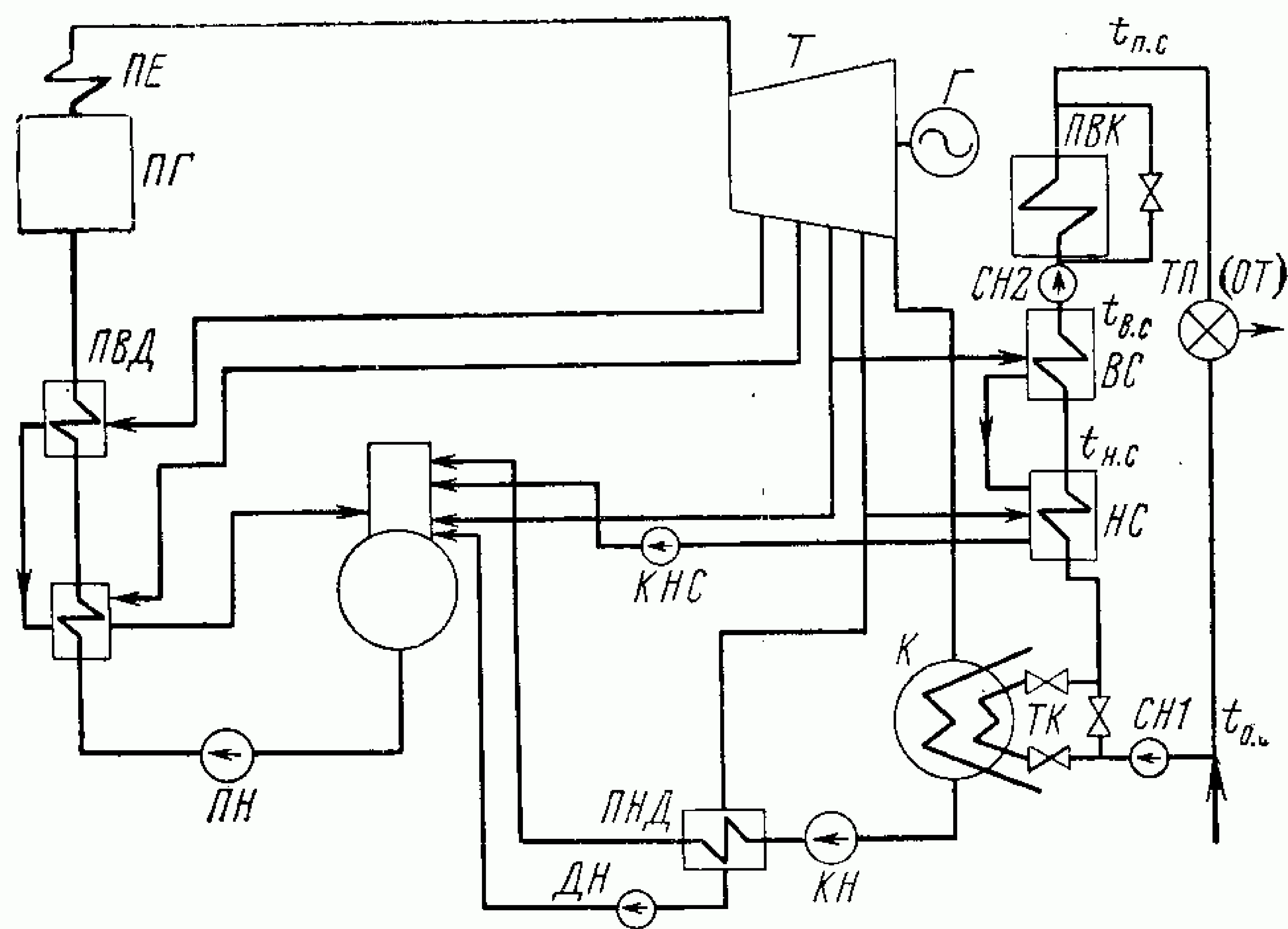


Рис. 9-4. Принципиальная схема включения сетевой подогревательной установки.

НС и *ВС* — нижняя и верхняя ступени; *ПВК* — пиковый водогрейный котел; *ТК* — теплофикационный пучок конденсатора; *СН1*; *СН2* — сетевые насосы; *КНС* — конденсатный насос сетевых подогревателей.

У каждой ступени сетевых подогревателей устраивают обводы воды, которые можно использовать для регулирования ее температуры за ступенями.

Сетевую воду можно использовать для конденсации пара из лабиринтных уплотнений турбины или при необходимости для конденсации вторичного пара испарительной установки, если таковая требуется для возмещения потерь пара и конденсата.

Конденсат греющего пара из каждого сетевого подогревателя насосом отводится в смеситель на основной линии конденсата турбины за регенеративным подогревателем, питаемым паром того же отбора или по схеме рис. 9-4.

При сверхкритическом начальном давлении пара в прямоточных парогенераторах необходимо очищать конденсат греющего пара сетевых подогревателей от солей, которые могут попасть в конденсат из-за присоса сетевой воды. В этих случаях конденсат греющего пара верхней ступени сетевых подогревателей целесообразно сливать каскадно в нижнюю ступень, общий поток конденсата (после охлаждения) направляется на глубокое химическое обессоливание.

Для указанной цели перспективно применение в обессоливающей установке термостойких анионитов, допускающих обессоливание воды при повышенных температурах.

Расход пара из отборов турбины на сетевые подогреватели определяется из уравнений теплового баланса

для верхней ступени

$$Q_в = D_в (i_в - i'_в) \eta_в = G_с (i_{в.с} - i_{н.с}); \qquad (9\text{-}5)$$

для нижней ступени

а) при параллельном отводе дренажей из подогревателей

$$Q_н = D_н (i_н - i'_н) \eta_н = G_с (i_{н.с} - i_{о.с}); \qquad (9\text{-}6)$$

б) при последовательном (каскадном) отводе дренажей из подогревателей (рис. 9-4)

$$Q_н = [D_н (i_н - i'_н) + D_в (i'_в - i'_н)] \eta_н = G_с (i_{н.с} - i_{о.с}). \qquad (9\text{-}6а)$$

В формулах (9-5), (9-6) и (9-6а) приняты следующие обозначения: $Q_в$ и $Q_н$ — тепловая нагрузка подогревателей верхней и нижней ступеней, ГДж/ч; $D_в$ и $D_н$ — расход пара на подогреватели верхней и нижней ступеней, 10^3 т/ч; $G_с$ — расход сетевой воды, 10^3 т/ч; $i_в$ и $i_н$ — энтальпии греющего пара подогревателей верхней и нижней ступеней, кДж/кг; $i'_в$ и $i'_н$ — энтальпии конденсата греющего пара

подогревателей верхней и нижней ступеней, кДж/кг; $i_{в.с}$, $i_{н.с}$ и $i_{о.с}$ — энтальпии сетевой воды на выходе из подогревателей верхней и нижней ступеней и в обратной линии, кДж/кг; $\eta_в$ и $\eta_н$ — к. п. д. подогревателей верхней и нижней ступеней

$$\eta_в \approx \eta_н \approx 0{,}98 \div 0{,}99.$$

Сетевая вода в верхней и нижней ступенях подогревается паром из отборов турбины, и сумма тепловых нагрузок обеих ступеней равна расходу тепла из отборов турбины, т. е.:

$$Q_в + Q_н = Q_т = \alpha_{ТЭЦ} Q_{от}.$$

Из уравнений (9-5) и (9-6) или (9-6а) следует, кроме того, что

$$\frac{Q_в}{Q_н} = \frac{i_{в.с} - i_{н.с}}{i_{н.с} - i_{о.с}},$$

где энтальпии сетевой воды определяются по температурному графику (рис. 9-3). Зная сумму и отношение $Q_в$ и $Q_н$, находят значения этих величин. Выбирая значения недогрева воды в ступенях $\vartheta_{в.с} = i'_в - i_{в.с}$ и $\vartheta_{н.с} = i'_н - i_{н.с}$, определяют давление греющего пара в отопительных отборах, а по процессу работы пара в турбине — энтальпии греющего пара в отборах $i_в$ и $i_н$. Зная энтальпии пара и воды и величины $Q_в$ и $Q_с$, из уравнений (9-5), (9-6) или (9-6а) находят значения расходов пара $D_в$ и $D_н$ и сетевой воды $G_с$; последняя величина определяется, кроме того, из уравнения (9-3) по известным величинам $Q_{от}$, $i_{п.с}$ и $i_{о.с}$.

Конечный подогрев сетевой воды при низких температурах наружного воздуха осуществляют в пиковых водогрейных котлах, тепловая нагрузка которых, ГДж/ч,

$$Q_{п.в.к.} = Q_{от} - Q_т = (1 - \alpha_{ТЭЦ}) Q_{от} = G_с (i_{п.с} - i_{в.с}). \qquad (9\text{-}7)$$

В случае использования теплофикационного пучка в конденсаторе турбины подогрев сетевой воды в нем, ГДж/ч,

$$Q_{тф} = D_к (i_к - i'_к) \eta_{тф} = G_с (i_{тф} - i_{о.с}); \qquad (9\text{-}8)$$

здесь $D_к$ — пропуск пара в конденсатор турбины, 10^3 т/ч; $i_к$ и $i'_к$ — энтальпии пара и конденсата в конденсаторе, кДж/кг; $i_{тф} = i'_к - \vartheta_{тф}$ — энтальпия подогретой воды после пучка, кДж/кг; $\vartheta_{тф}$ — недогрев воды в теплофикационном пучке, кДж/кг; $\eta_{тф} \approx 1$ — к. п. д. пучка.

В случае использования теплофикационного пучка в уравнениях (9-5), (9-6) или (9-6а) вместо энтальпии обратной воды $i_{о.с}$ подставляется энтальпия воды после теплофикационного пучка $i_{тф}$, кДж/кг. Возможный подогрев воды в пучке определяется значениями $i'_к$ и $\vartheta_{тф}$, а также давлением пара в конденсаторе турбины, размером поверхности нагрева пучка, температурой и расходом сетевой воды.

Соотношение расходов сетевой воды $G_с$ и греющего пара $D_с$ зависит в основном от подогрева воды и показателя $\alpha_{ТЭЦ}$.

При общем подогреве воды, например 150—60=90°C и $\alpha_{ТЭЦ} = 0{,}60$, подогрев в сетевых подогревателях составляет $0{,}6 \cdot 90 = 54$°C; принимая тепло конденсации греющего пара $q_с \approx 2260$ кДж/кг, получим отношение $G_с : D_с \approx \approx 10$.

При работе турбоустановки по тепловому графику примем: $D_к \approx 0{,}07\, D_0$; $D_с = D_т \approx 0{,}70\, D_0$; тогда $D_с = 10\, D_к$ и $G_с : D_к = 100$. Подогрев сетевой воды в теплофикационном пучке конденсатора составит около 5°C; температура сетевой воды за ним 60+5=65°C и давление пара в конденсаторе при недогреве воды около 5°C и температуре 70°C равно около 0,031 МПа.

9-5. СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Сетевые подогреватели современных крупных теплофикационных турбоустановок выполняют горизонтального типа, подобно конденсаторам турбин (рис. 9-5,*а*). На рис. 9-5,*б* показан поперечный разрез сетевого подогревателя нижней ступени турбины Т-100-130 УТМЗ. Поверхность нагрева подогревателя 2250 м², давление греющего пара изменяется от 0,05 до 0,2 МПа. Подогреватель включает 3382 трубки из латуни диаметром 24 мм, с толщиной стенки 1 мм, длиной 9 м. Трубки с обеих сторон развальцованы в трубных досках. Расход сетевой воды при номинальном режиме составляет 3500 м³/ч; подогреватель — двухходовой по сетевой воде, скорость ее около 1,5 м/с.

При давлении греющего пара выше 0,05 МПа и расходе его около 200 т/ч потеря давления в паропроводе от турбины к подогревателю составляет от 2 до 8% давления в отборе и может быть выражена формулой $\Delta p = 0{,}35 \cdot 10^{-6} D^2 v_н$, где D — расход греющего пара, кг/с; $v_н$ — удельный объем насыщенного пара, м³/кг. Потеря давления воды в сетевом подогревателе при номинальном ее расходе равна около 0,03 МПа.

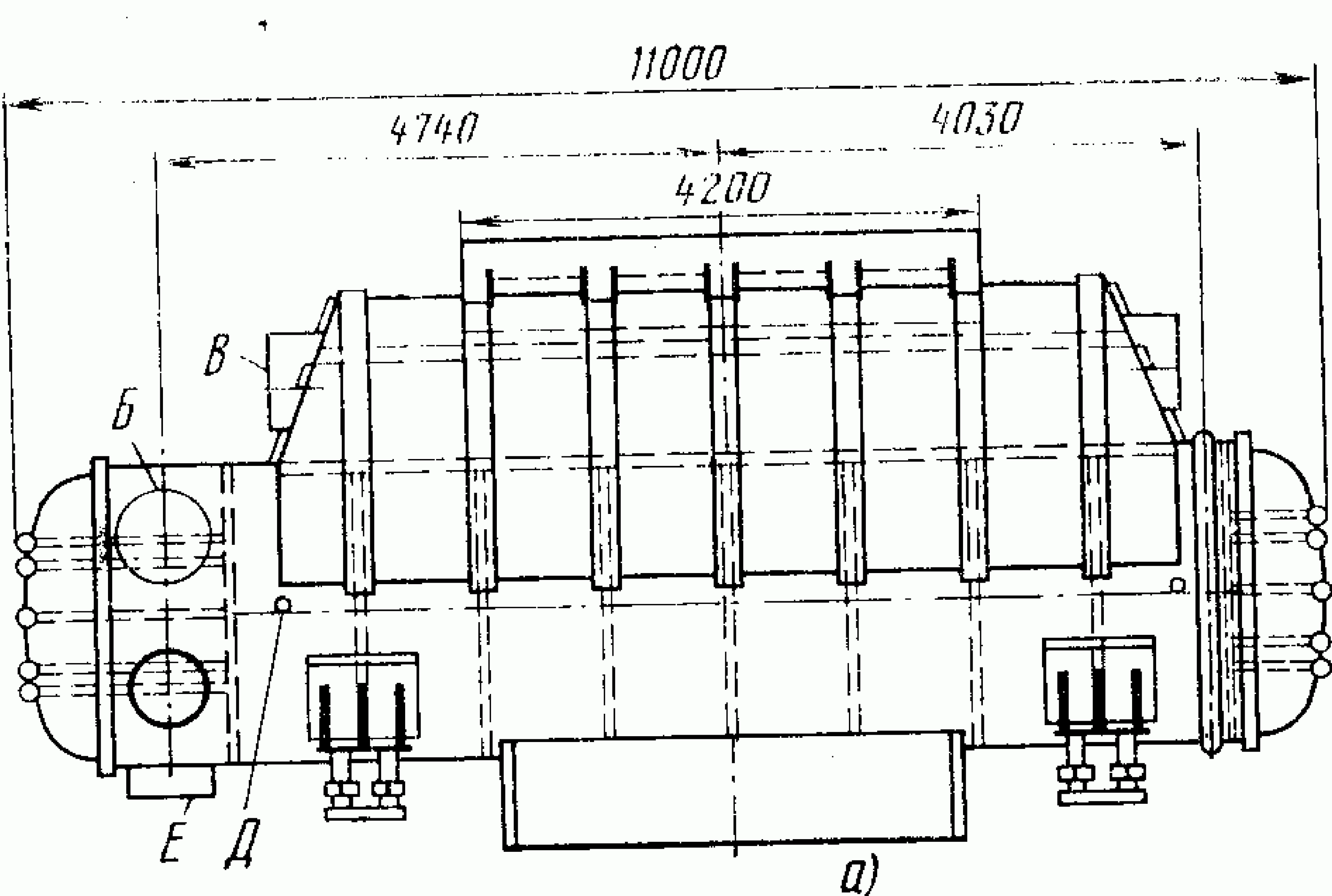
Коэффициент теплопередачи поверхности нагрева подогревателя можно считать изменяющимся в степенной зависимости от основных факторов, а именно:

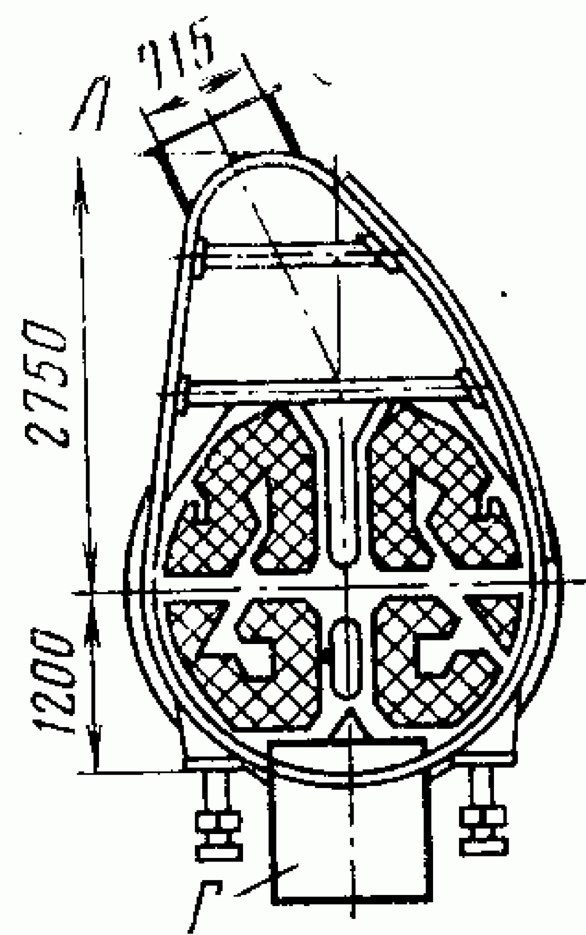
$$k \approx a c^m_в,$$

где $c_в$ — скорость воды (от 1,0 до 1,8 м/с); $m = 0{,}405 \div 0{,}47$ в зависимости от расхода греющего пара в пределах от 34,5 до 58,7 кг/с и средней температуры воды 55—74°C.

Недогрев воды в подогревателе увеличивается примерно линейно с ростом расхода пара и скорости воды в трубках и несколько снижается с повышением средней температуры воды.

На рис. 9-6 показана тепловая характеристика сетевого подогревателя, а именно отношение недогрева воды δt к полному подогреву воды в нем Δt в зависимости от расхода сетевой воды, по данным испытаний.





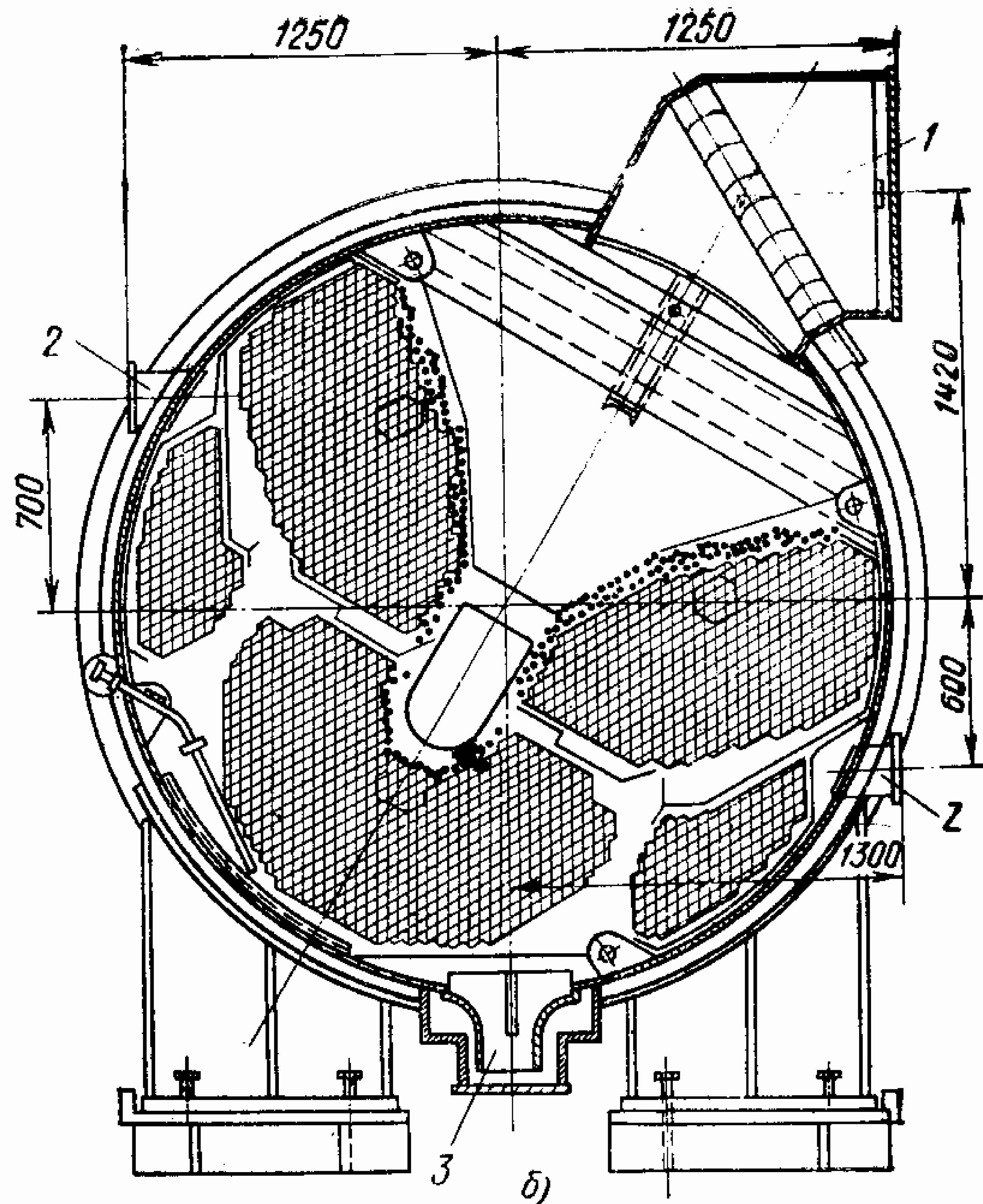


Рис. 9-5. Сетевые подогреватели горизонтального типа.

а — боковой вид и поперечный разрез: *А* — подвод греющего пара; *Б* — отвод сетевой воды; *В* — выхлоп в атмосферу; *Г* — отвод конденсата; *Д* — отсос паровоздушной смеси; *Е* — подвод сетевой воды; *б* — поперечный разрез подогревателя БГ-2250: *1* — подвод греющего пара; *2* — отсос воздуха; *3* — отвод конденсата.

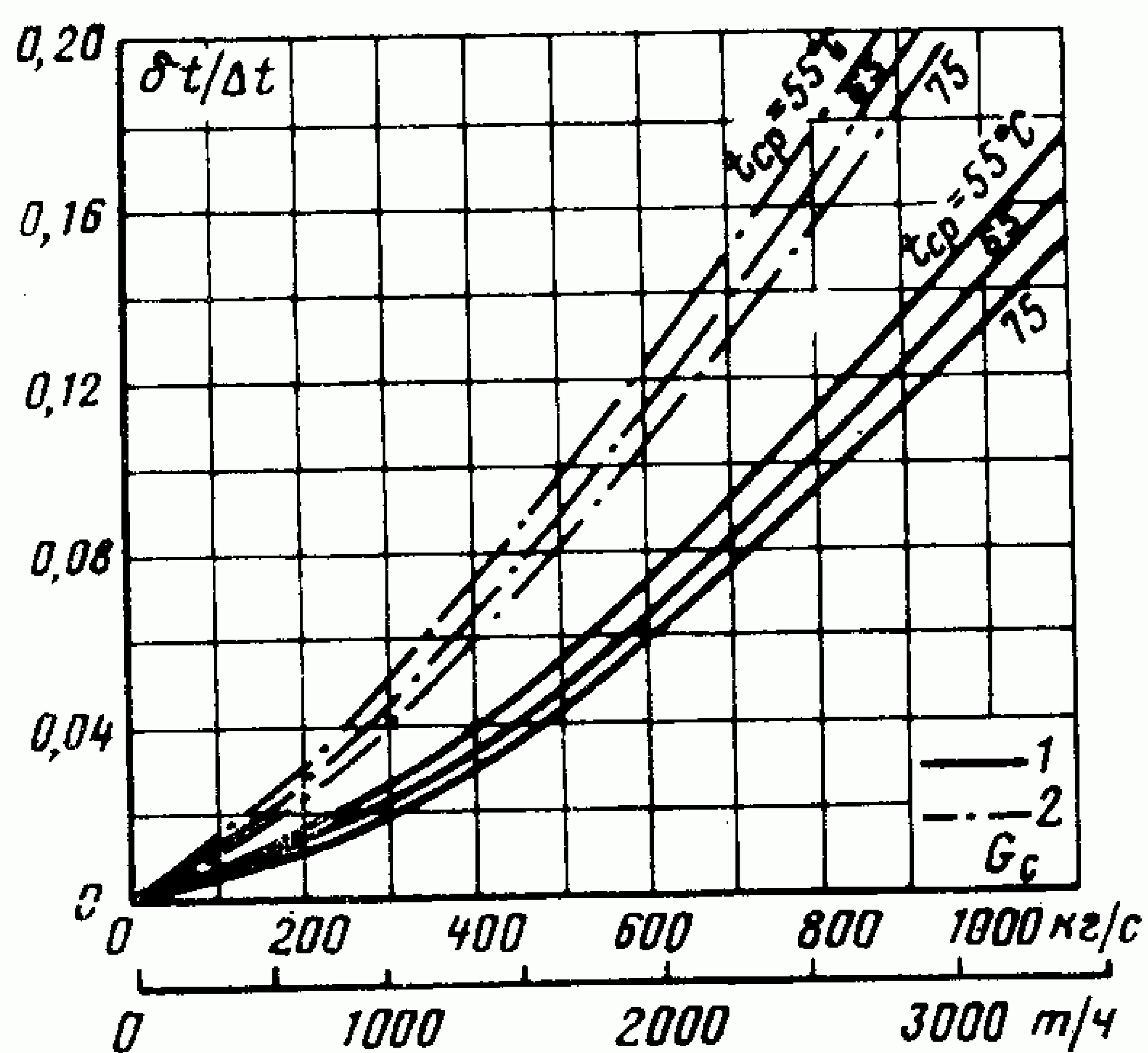


Рис. 9-6. Характеристика сетевого подогревателя.

1 — опытная при чистых трубках; *2* — расчетная при коэффициенте чистоты 0,8.

9-6. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЙ ВСТРОЕННЫЙ ПУЧОК КОНДЕНСАТОРА ТУРБИН Т-100-130

Турбина Т-100-130 с двухпоточным цилиндром низкого давления имеет два конденсатора с поверхностью охлаждения по 2649 м². Нижнюю центральную часть каждого конденсатора занимает теплофикационный пучок с поверхностью нагрева 461 м² (рис. 9-7). Общее число трубок (конденсатора и пучка), выполненных из латуни размером 24×1 мм 5680 шт. Общая площадь поверхности нагрева обоих конденсаторов 6220 м². Конденсатор имеет два хода воды; пучок — также два хода, когда он охлаждается циркуляционной водой, и один ход при охлаждении сетевой водой.

При конденсационном режиме и номинальной нагрузке в конденсатор поступает 260 т/ч пара; удельная паровая его нагрузка равна при этом 41,8 кг/(м²·ч). Давление отработавшего пара 5,3 кПа при температуре охлаждающей воды 20°С. Расчетный присос воздуха в конденсатор 5—6 кг/ч.

В проведенных ВТИ опытах сетевой воде в пучках передавалось тепло в количестве 10,5—18,5 МВт; нагрев воды составлял 2,5—5,5°С, расход сетевой воды 2000—4250 т/ч (555—1180 кг/с), температура обратной сетевой воды изменялась от 32 до 58°С.

При теплофикационном режиме работы турбины с закрытой регулирующей диафрагмой пропуск пара, конденсируемого на встроенном пучке, составлял от 20 до 30 т/ч; перегрев пара равнялся 30—70°С. В зависимости от значений расхода сетевой воды, ее средней температуры и величины присоса воздуха средний коэффициент теплопередачи встроенного пучка изменялся от 1800 до 3100 Вт/(м²·°С). Давление пара в конденсаторе изменялось от 0,007 до 0,026 МПа с изменением температуры обратной сетевой воды от 32 до 58°С. Зависимость эта, кПа, приближенно описывается уравнением

$$p_к \approx 0{,}75 t_{о.с} - 18{,}5.$$

Температурный напор (недогрев воды) во встроенном пучке составлял от 3 до 5°С. Гидравлическое сопротивление пучка изменялось в зависимости от расхода сетевой воды от 1 до 24 кПа.

При конденсационном режиме коэффициент теплопередачи конденсатора в зависимости от расхода охлаждающей воды, ее скорости в трубках (от 0,7 до 2,1 м/с) и чистоты трубок изменялся от 1500 до 3000 Вт/(м²·°С) [5400—10 800 кДж/(м²·ч·°С)]. Давление пара в конденсаторе в зависимости от его расхода от 50 до 250 т/ч (14—70 кг/с) и температуры охлаждающей воды от 5 до 35°С составляло от 1,2 до 10,5 кПа.

Недогрев воды в конденсаторе в зависимости от расхода пара и температуры охлаждающей воды изменяется от 1,5 до 8°С.

Продолжительность перевода работы конденсатора с циркуляционной воды на сетевую (или обратно) была 20—30 мин во избежание недопустимого роста термических напряжений в металле трубок.

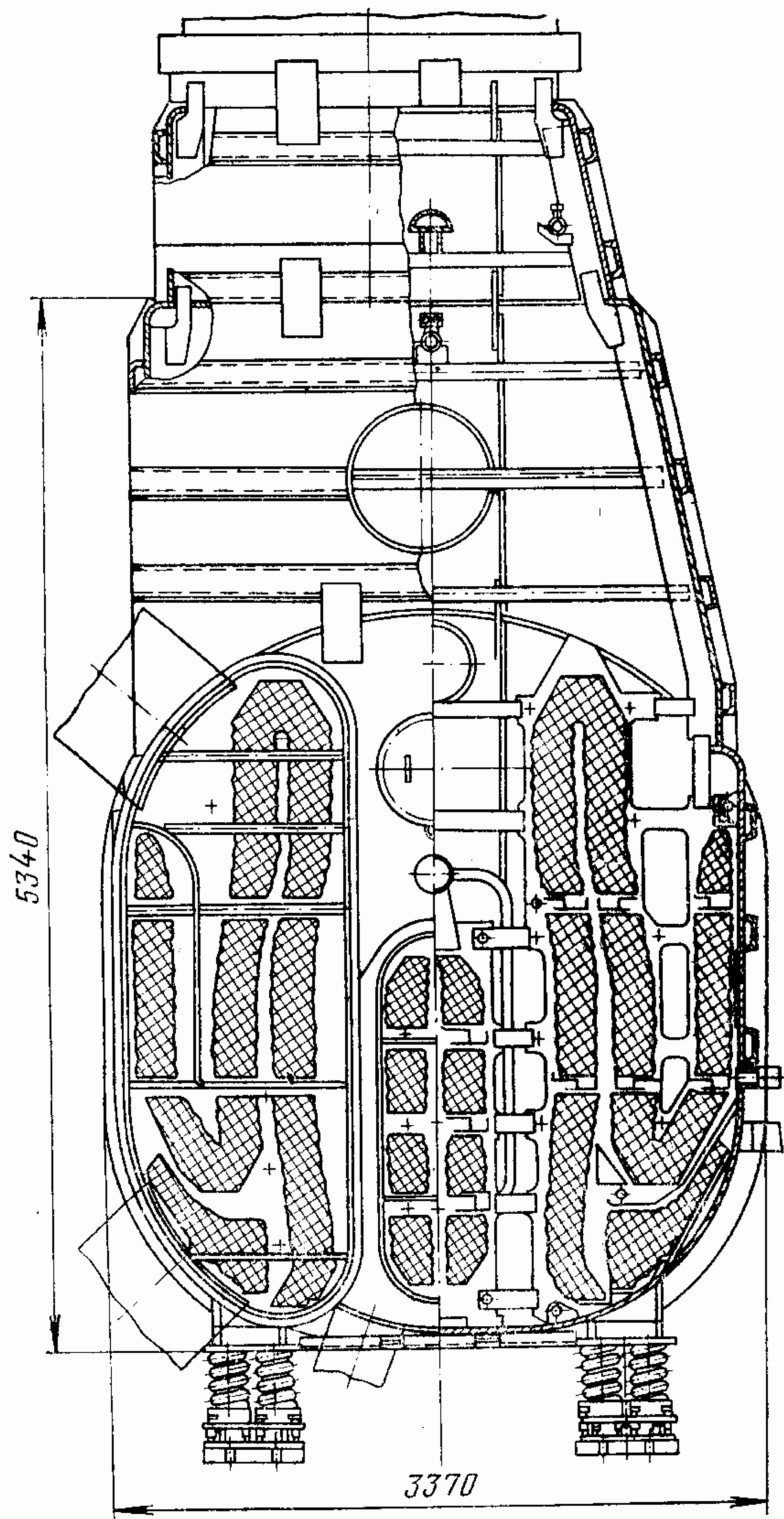


Рис. 9-7. Поперечный разрез конденсатора турбины Т-100-130 с встроенным теплофикационным пучком.

9-7. ПИКОВЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

При тепловой нагрузке больше обеспечиваемой отборами турбины воду дополнительно подогревают в *пиковых водогрейных котлах,* устанавливаемых на площадке ТЭЦ. Топливом этих котлов служит большей частью мазут или газ. Ввиду малого использования в течение года пиковые котлы выполняют простыми по конструкции и недорогими. Здание может выполняться лишь для нижней части котлов, верхняя часть их при этом остается на открытом воздухе. Такие котлы работают с естественной тягой, с отводом дымовых газов в самостоятельную дымовую трубу или в основную дымовую трубу энергетических парогенераторов.

До ввода в работу ТЭЦ водогрейные котлы можно использовать для временного централизованного теплоснабжения района.

Сетевая вода нагревается последовательно в сетевых подогревателях до 110—120°С, а затем в пиковых котлах до 150°С максимально.

Во избежание коррозии металла котла температура воды на входе в него должна быть не ниже 56—60°С, что достигается рециркуляцией и смешением горячей и холодной воды. При сжигании многосернистого мазута воду в водогрейные котлы подают с температурой 110°С.

Расчетный к. п. д. водогрейных котлов на газе и мазуте достигает 91—93%.

На ТЭЦ Советского Союза, а также в районных отопительных котельных широко применяют водогрейные котлы типов ПТВМ-100 и ПТВМ-180 на газе и мазуте с номинальной теплопроизводительностью 419 и 760 ГДж/ч при подогреве 2140 и 3860 т/ч воды соответственно от 104 до 150°С максимально. Нагрузку таких котлов регулируют, применяя индивидуальные дутьевые вентиляторы у каждой газомазутной горелки.

В настоящее время разработаны новые конструкции пиковых водогрейных котлов с П-образной компоновкой и дробеочисткой.

Общий расход топлива на теплового потребителя на ТЭЦ $B_{т.с}$ составляется из части расхода топлива на основные парогенераторы $B_т^{пг} = \beta_т B^{пг}$ (где $\beta_т$ — доля расхода топлива на основные парогенераторы, относимая на теплового потребителя) и расхода на пиковые водогрейные котлы $B_{п.в.к}$ (кг условного топлива в час или в год):

$$B_{т.с} = B_т^{пг} + B_{п.в.к}. \tag{9-9}$$

При общем отпуске тепловой энергии за соответствующий период $Q_{т.с} = Q^0_т + Q_{п.в.к}$, где $Q^0_т$ — отпуск тепла из отборов турбины; $Q_{п.в.к}$ — отпуск тепла пиковыми водогрейными котлами, ГДж, удельный расход условного топлива на тепловую энергию составит, кг условного топлива/ГДж:

$$b_{т.с} = \frac{B_{т.с}}{Q_{т.с}} = \frac{B_т^{пг} + B_{п.в.к}}{Q^0_т + Q_{п.в.к}}. \tag{9-10}$$

9-8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОФИКАЦИИ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЭЦ

Оптимальное значение $\alpha_{ТЭЦ}$ можно определить, пользуясь следующей методикой. При заданных суммарной электрической нагрузке энергосистемы $W_с$ и максимальном суммарном отпуске тепла $Q_м$ сравнивают варианты установки различного числа теплофикационных и конденсационных турбоагрегатов. Чем больше число $z_т$ и мощность $W_{ТЭС}$ теплофикационных турбоагрегатов (чем больше отпуск тепла из отборов $Q_т$ и коэффициент теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$), тем меньше мощность $W_{ТЭЦ}$ турбоагрегатов конденсационного типа и тем меньше

тепловая мощность пиковых водогрейных котлов $Q_{п.в.к}$.

С учетом дополнительной потери мощности в линиях электропередачи мощность КЭС

$$W_{КЭС} = a(W_с - W_{ТЭЦ}),$$

где $a \approx 1{,}07$.

Тепловая мощность пиковых водогрейных котлов

$$Q_{п.в.к} = Q_м - Q_т.$$

Годовая стоимость топлива в энергосистеме при этом равна:

$$З^b{}_с = З^b{}_{ТЭЦ} + З^b{}_{КЭС} + З^b{}_{п.в.к},$$

где $З^b{}_{ТЭЦ}$, $З^b{}_{КЭС}$ и $З^b{}_{п.в.к}$ — годовая стоимость топлива соответственно на ТЭЦ (без пиковых водогрейных котлов), КЭС и на пиковых водогрейных котлах.

Годовая стоимость топлива на каждой из установок

$$З^b = з_т B,$$

где $з_т$ — удельная стоимость (удельные расчетные затраты) топлива, руб/т условного топлива; B — годовой расход топлива на КЭС, ТЭЦ, и на пиковых водогрейных котлах.

Считая, что ТЭЦ выдает электроэнергию непосредственно в городскую распределительную сеть, а пиковые водогрейные котлы находятся на территории ТЭЦ, переменную часть годовых расчетных затрат получаем в виде:

$$З_{с.п} \approx З^b + (A_{ТЭЦ} k_{ТЭЦ} + з_{ТЭЦ} n_{ТЭЦ}) W_{ТЭЦ} +$$
$$+ (A_{КЭС} k_{КЭС} + A^{эс}_{КЭС} k^{эс}_{КЭС} + з_{КЭС} n_{КЭС}) W_{КЭС} +$$
$$+ (A_{п.в.к} k_{п.в.к} + з_{п.в.к} n_{п.в.к}) (1 - \alpha_{ТЭЦ}) Q_м,$$

где $A = E_н + p_а$ — сумма нормативного коэффициента эффективности капиталовложений $E_н$ и отчислений на амортизацию и текущий ремонт $p_а$; k — удельные капиталовложения, руб/кВт или руб/ГДж; $з$ и n — среднегодовая заработная плата, руб/(чел. год), и удельная численность персонала, чел/кВт или чел/ГДж; индексы «ТЭЦ», «КЭС», «п. к» (или «п. в. к.», «э. с») обозначают теплоэлектроцентраль, конденсационную электростанцию, пиковые водогрейные котлы, электрическую сеть.

Экономически выгодное значение коэффициента теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$ отвечает минимуму расчетных годовых затрат $З_{с.п}$. Чем крупнее теплофикационные турбоагрегаты ТЭЦ, чем лучше их энергетические и экономические показатели, чем дороже топливо, тем выше оптимальное значение $\alpha_{ТЭЦ}$.

Так, расчеты, проведенные по указанной методике московским Энергетическим и Инженерно-экономическим институтами, показали, что оптимальное значение $\alpha_{ТЭЦ}$ составляет 0,55—0,60 для теплофикационных турбоагрегатов Т-50-130; 0,60—0,65 — для агрегатов Т-100-130; 0,735 — для турбоагрегатов Т-250-240. При этом для ТЭС с турбоагрегатами Т-250-240 было принято использование максимальной тепловой нагрузки 3300 ч/год, электрической нагрузки 6500 ч/год. При мощности энергосистемы 1250 МВт и максимальной тепловой нагрузке района ~8000 ГДж/ч различному числу турбин Т-250-240 $z_т = 2$; 3; 4 и 5 соответствуют: мощность ТЭЦ 500—1250 МВт и значения $\alpha_{ТЭЦ} = 0{,}300$; 0,450; 0,600 и 0,735. При пяти теплофикационных турбинах их отбор используется не полностью ввиду ограничения давления пара в верхнем отборе 0,25 МПа и температуре подогрева сетевой воды соответственно до 120°С, почему в данном случае экономически оптимальное значение $\alpha_{ТЭЦ}$ совпадает с техически небольшим 0,735.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ДЕАЭРАТОРНЫЕ И ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

10-1. ДЕАЭРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

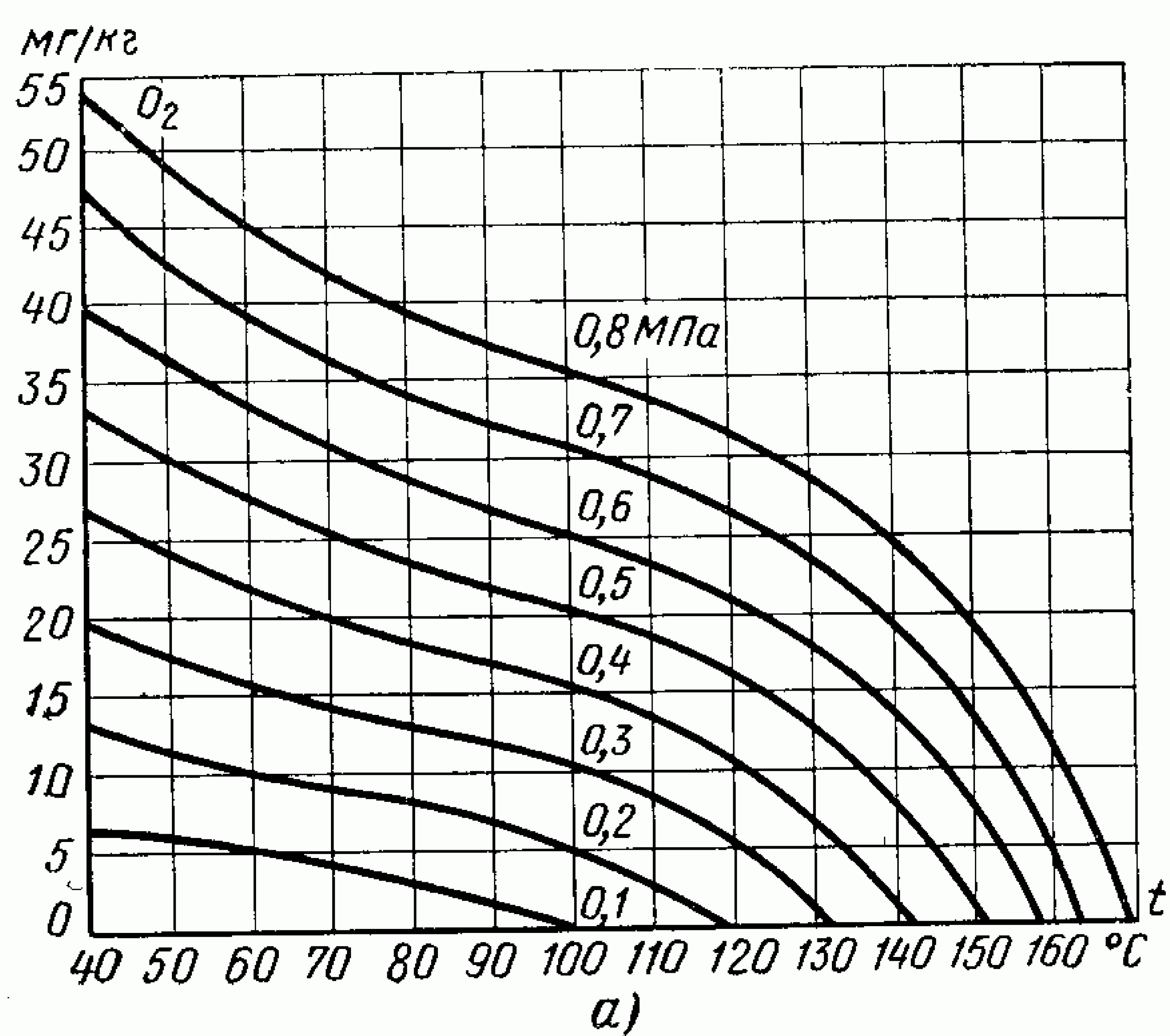
Деаэрация и типы деаэраторов

Воздух, растворенный в конденсате, питательной и добавочной воде, содержит агрессивные газы (кислород, углекислота), вызывающие коррозию оборудования и трубопроводов электростанции. Для защиты от газовой коррозии применяют *деаэрацию воды,* т. е. удаление растворенного в ней воздуха, или *дегазацию воды,* т. е. удаление растворенного в ней агрессивного газа.

Для удаления растворенного воздуха применяют *термическую деаэрацию* воды. Кислород, оставшийся в воде после термической деаэрации, дополнительно обезвреживают, связывая его химическим реагентом (соединениями N_2H_4).

Термическая деаэрация воды основана на следующем. По закону Генри количество растворенного в воде газа (массовая его концентрация) пропорционально при данной температуре давлению газа над водой. По закону Генри — Дальтона количество газа $G_г$, входящего в газовую смесь и растворенного в воде, пропорционально при постоянной температуре парциальному давлению данного газа над водой $p_г$:

$$G_г = k_г p_г, \qquad (10\text{-}1)$$



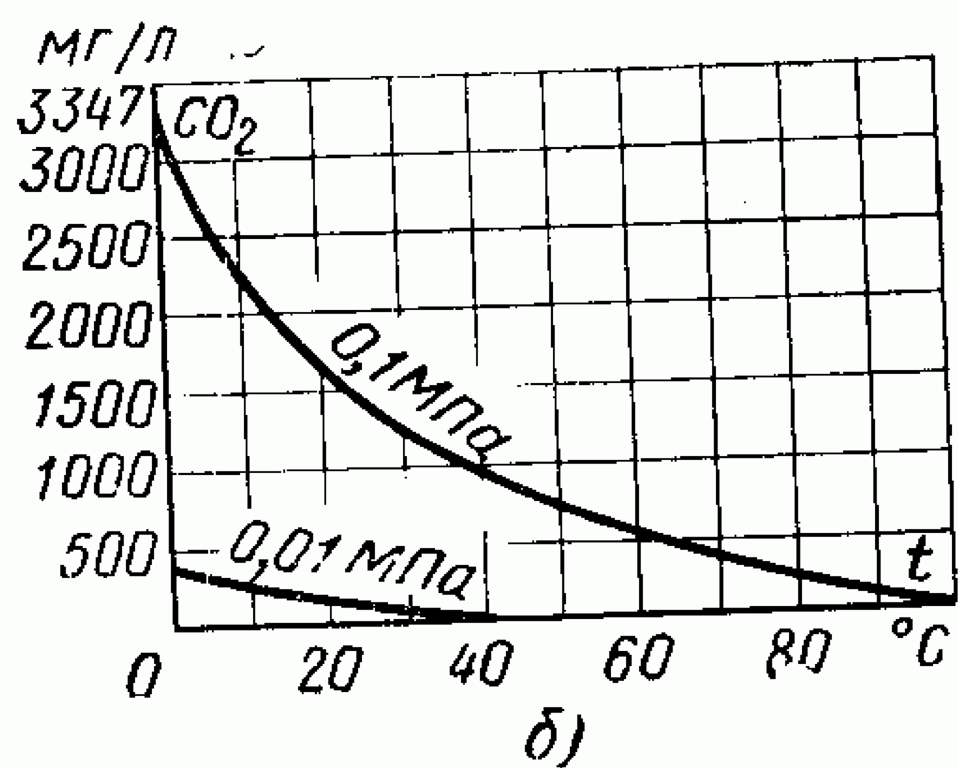


Рис. 10-1. Зависимость растворимости кислорода (*а*) и углекислого газа (*б*) в воде от температуры при различных давлениях.

где $k_г$ — коэффициент пропорциональности, зависящий от рода газа, его давления и температуры (рис. 10-1,*а*,*б*). Относительный состав газов при растворении воздуха в воде в соответствии с этим законом отличается от состава их в воздухе. Так, при температуре 0°C и нормальном давлении вода содержит по объему кислорода 34,9% (в воздухе 21%), углекислого газа 2,5% (в воздухе 0,04%), азота и других недеятельных газов 62,6% (в воздухе 78,96%).

Основное коррозионное действие на металл оборудования и трубопроводов электростанции оказывает кислород, тем более что содержание его в воздухе и при растворении в воде весьма значительное. Углекислый газ действует коррозионным образом самостоятельно и как катализатор агрессивного воздействия кислорода. Углекислота содержится в воде электростанций в свободном состоянии и, кроме того, как продукт термического разложения бакарбонатов (солей натрия).

При нагреве воды при постоянном давлении растворенные в ней газы постепенно выделяются. Когда температура воды повышена до температуры насыщения, парциальное давление водяного пара над уровнем воды достигает полного давления над водой, а парциальное давление и содержание в воде газов снижается до нуля, вода освобождается от растворимых в ней газов. Недогрев воды до температуры насыщения при данном давлении увеличивает остаточное содержание в ней газов, в частности кислорода (рис. 10-2). Для надежного удаления кислорода и других газов из воды при термической ее деаэрации необходимо, кроме поддержания температуры насыщения при данном давлении, обеспечить достаточное время и достаточную поверхность соприкосновения греющего пара с деаэрируемой водой, отвод газов из деаэратора.

Термические деаэраторы на электростанциях применяют следующих типов.

По назначению (виду деаэрируемого потока воды):

1) деаэраторы питательной воды (основных парогенераторов, испарителей, паропреобразователей);

2) деаэраторы добавочной воды и обратного конденсата от внешних потребителей;

3) деаэраторы подпиточной воды тепловых сетей.

По способу обогрева деаэрируемой воды:

1) деаэраторы с внутренним обогревом воды смешением ее с греющим паром или с горячей водой (деаэраторы смешивающего типа);

2) деаэраторы с внешним предварительным нагревом воды паром (деаэраторы перегретой воды).

По давлению греющего пара:

1) деаэраторы повышенного давления (обычно 0,6—0,7 МПа);

2) деаэраторы атмосферного давления (0,10—0,11 МПа);

3) деаэраторы вакуумного типа (с давлением в них ниже атмосферного);

4) деаэраторы постоянного и переменного (скользящего) давления.

По конструктивному выполнению:

1) струйно-капельного тарельчатого типа;

2) пленочного типа с насадкой;

3) пленочного типа;

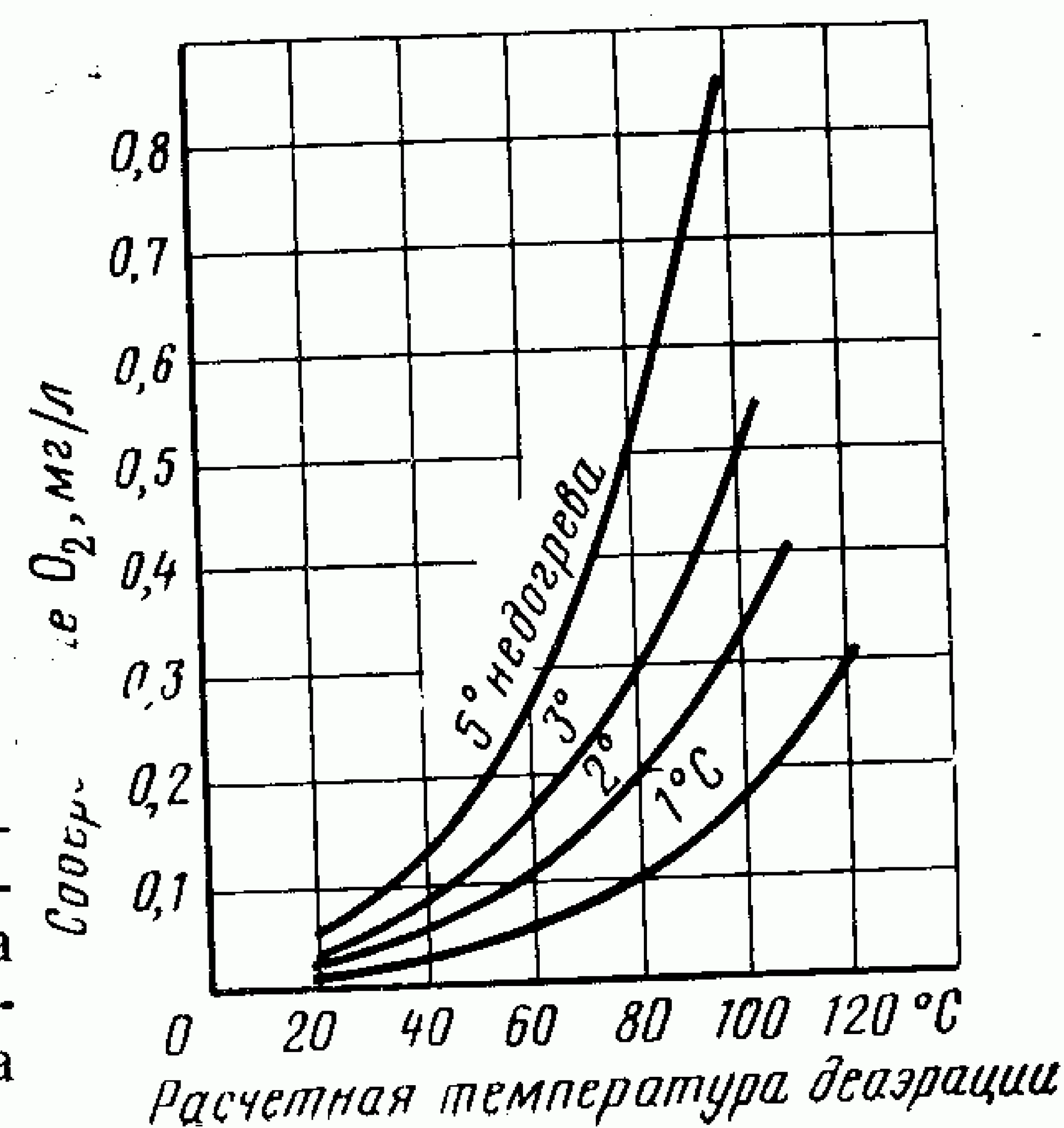


Рис. 10-2. Зависимость остаточного содержания кислорода от температуры деаэрации и недогрева воды.

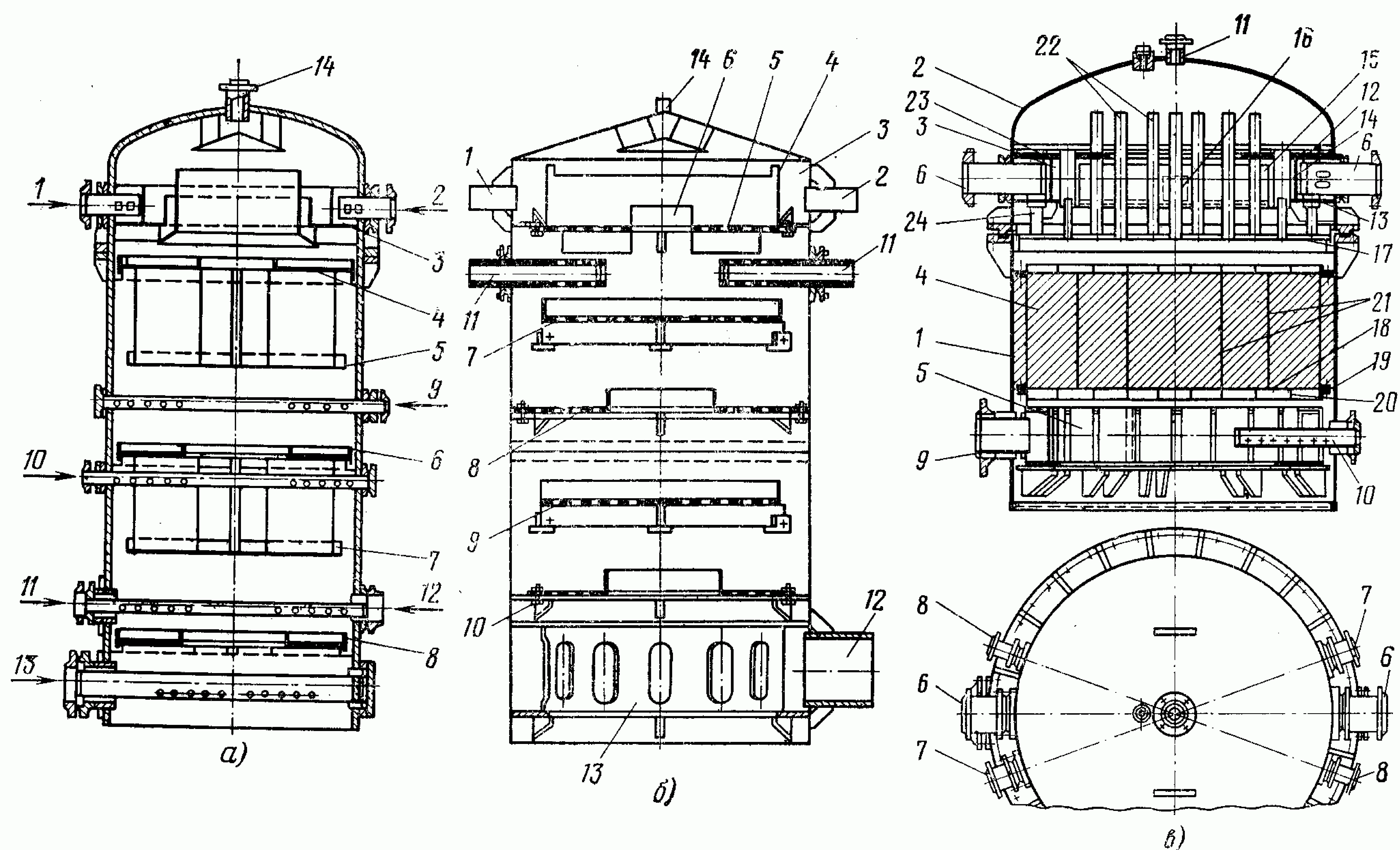


Рис. 10-3. Деаэраторы с вертикальной цилиндрической колонкой.

а и *б* — струйно-капельные; *а* — повышенного давления: *1* — подвод основного конденсата; *2* — подвод конденсата сетевых подогревателей; *3* — смесительное устройство; *4—8* — дырчатые тарелки; *9* и *10* — подвод конденсата подогревателей повышенного давления; *11*, *12* — пар от уплотнений штоков клапанов и расширителей дренажей; *13* — подвод греющего пара; *14* — отвод выпара; *б* — атмосферного давления: *1* и *2* — подвод химически очищенной воды и конденсата; *3* — смесительная камера; *4* — порог; *5* и *7—10* — тарелки; *6* — горловина в тарелке *5* для перехода выпара; *11* — подвод конденсата сетевых подогревателей; *12* и *13* — штуцер для подвода пара и распределительный коллектор; *14* — отвод выпара; *в* — пленочный с неупорядоченной насадкой: *1* — корпус; *2* — крышка; *3* — водораспределительное устройство; *4* — насадка; *5* — парораспределительный коллектор; *6—10* — штуцеры для ввода: *6* — конденсата турбин; *7* — химически очищенной воды; *8* — конденсата испарителей; *9* — греющего пара; *10* — пара от штоков клапанов турбины; *11* — штуцер для отвода выпара; *12* и *13* — горизонтальные листы; *14* — цилиндрическая перегородка; *15* — перегородка; *16* — отверстия для выхода воды; *17* — перфорированная тарелка; *18* — сетка с фиксированной ячейкой; *19* — кольца; *20* — решетка; *21* — обечайка; *22* — патрубки в водяной распределительной камере; *23* — патрубки в смесительном устройстве для отвода выпара с периферии колонки; *24* — трубы.

4) с барботажными устройствами и без них;

5) с вертикальной цилиндрической деаэрационной колонкой;

6) с горизонтальной цилиндрической деаэрационной колонкой;

Первой ступенью деаэрации добавочной воды на КЭС и на ТЭЦ без внешних потерь конденсата служат конденсаторы турбин, на ТЭЦ с внешними потерями конденсата — вакуумные деаэраторы.

Деаэрации на ТЭС подлежит также вода из дренажных баков открытых сливов, конденсат из систем регулирования турбин, привода арматуры, БРОУ, РОУ и т. д.

Наибольшее значение для работы электростанций имеют деаэраторы питательной воды основных парогенераторов. Для этой цели в СССР применяют преимущественно деаэраторы с горизонтальной или вертикальной цилиндрической колонкой струйно-капельного типа без насадки или с насадкой, с внутренним обогревом воды паром постоянного давления 0,6—0,7 МПа. Эти деаэраторы являются одновременно регенеративными подогревателями смешивающего типа в тепловой схеме электростанции (рис. 10-3).

В струйно-капельном деаэраторе вода, подлежащая деаэрации, подается через смесительную камеру на верхнюю распределительную тарелку кольцеобразной формы; через отверстия диаметром 5—8 мм в днище этой тарелки вода падает в виде дождя на следующую, расположенную под ней дискообразную тарелку (сито) и т. д. Применяют от двух до пяти тарелок, размещаемых одна под другой на расстоянии 400—1200 мм. Тарелки выполняют попеременно в виде центрально расположенных дисков и кольцеобразных, прилегающих к внутренней стенке колонки (рис. 10-3,*а*).

Греющий пар подается в нижнюю часть колонки через горизонтальный коллектор с от-

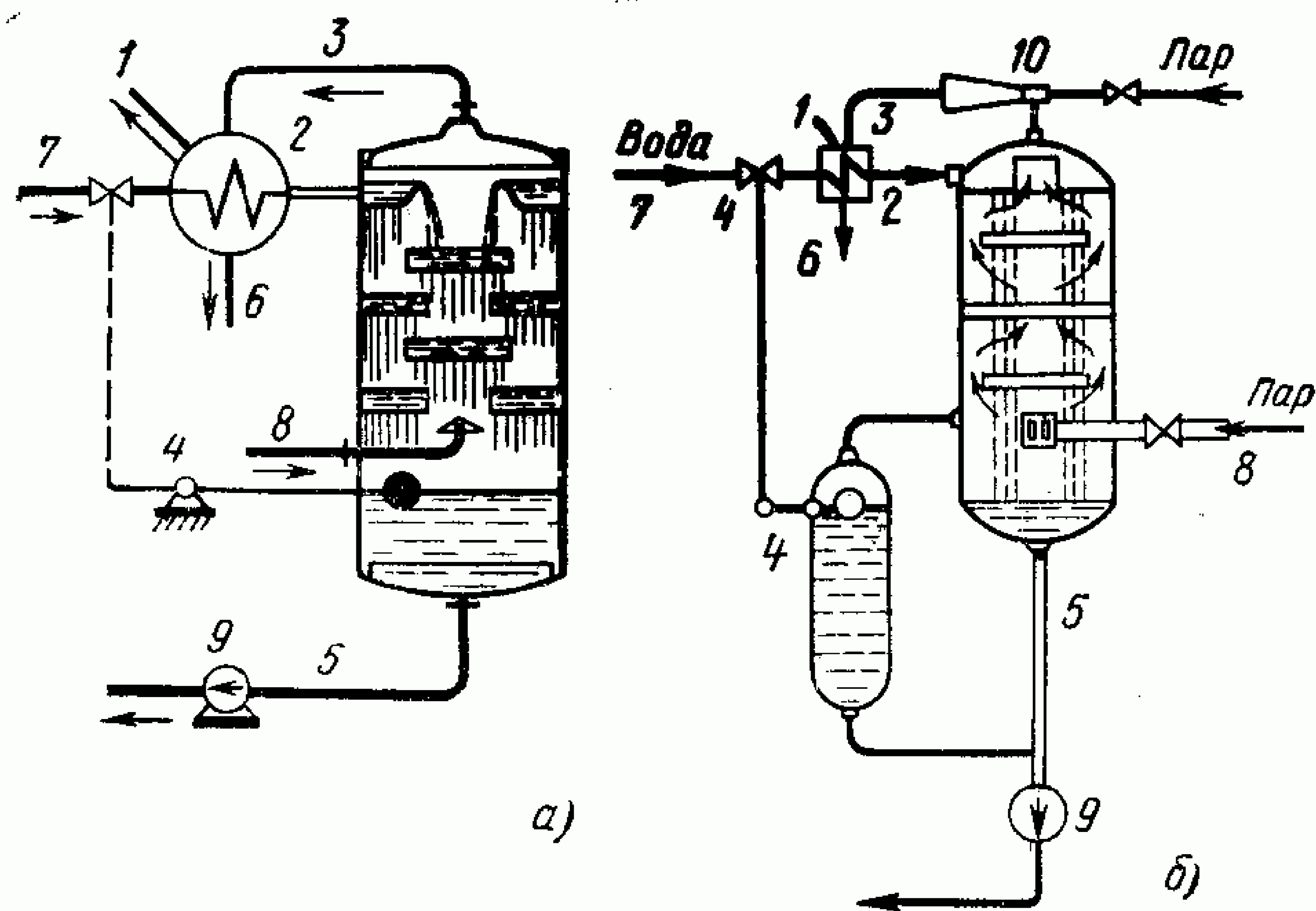


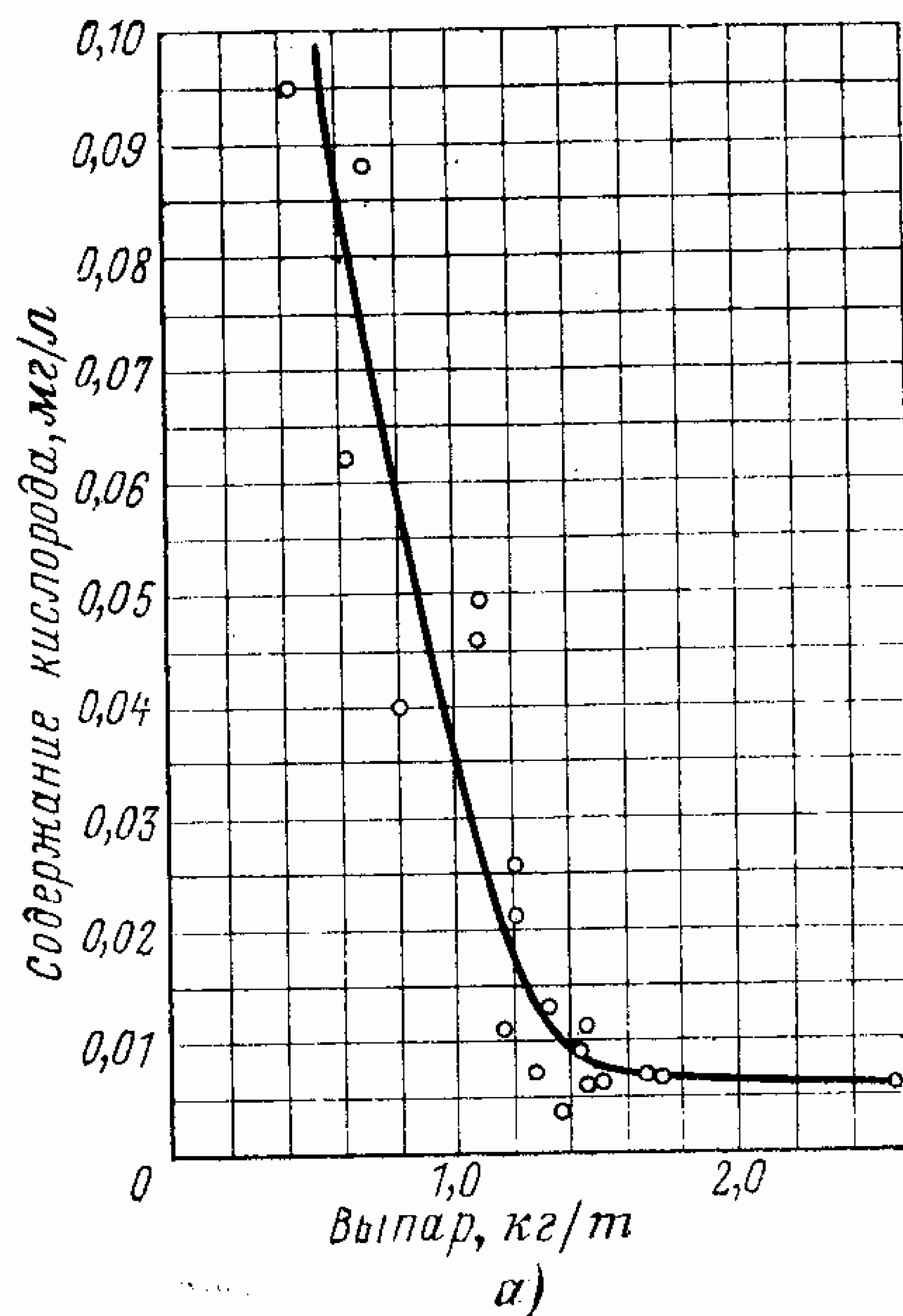
Рис. 10-4 Схема включения термического деаэратора.
а — атмосферного или повышенного давления; б — вакуумного; 1 — воздух; 2 — охладитель выпара; 3 — паровоздушная смесь; 4 — регулятор уровня воды; 5 — отвод деаэрированной воды; 6 — отвод конденсата выпара; 7 — подвод деаэрируемой воды; 8 — подвод греющего пара; 9 — питательный насос; 10 — эжектор.

верстиями. Поднимаясь, поток пара проходит последовательно через промежутки между центрально расположенными тарелками и внутренней поверхностью стенки колонки и внутри кольцеобразных тарелок, пересекает струи воды, нагревая ее до температуры насыщения (рис. 10-4,*а*). Выделяемые из воды газы вместе с небольшой несконденсированной частью пара поднимаются и в виде паровоздушной смеси удаляются из колонки через центральный штуцер в верхней ее части (из вакуумного деаэратора — паровым эжектором, рис. 10-4,*б*).

Остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде зависит от количества избыточного, удаляемого с газами пара (так называемого «выпара», рис. 10-5,*а*).

Зависимость эффективности деаэрации в струйно-капельном деаэраторе от нагрузки сложная. Чем холоднее поступающая в деаэратор вода, тем больше остаточное содержание кислорода при малом расходе воды и тем меньше его при большом расходе воды (рис. 10-5,*б*). При малых расходах воды и струйном режиме эффективность деаэрации ухудшается с ростом гидравлической нагрузки (что можно объяснить захватом струями выделившегося кислорода), а при дальнейшем увеличении расхода воды и струйно-капельном или капельном режиме остаточное содержание кислорода в воде снижается. Таким образом, некоторым промежуточным расходам воды соответствует максимальное остаточное содержание кислорода в воде; чем ниже температура воды на входе в деаэратор, тем больше максимум и тем меньше соответствующая гидравлическая нагрузка.

Деаэраторная колонка струйно-капельного типа производительностью 800 т/ч, выпускаемая БКЗ, рассчитана на абсолютное давление: рабочее около 0,7; допускаемое повышенное 0,85; пробное гидравлическое 1,0 МПа. Колонка имеет диаметр 2432 мм при толщине стенки 10 мм, общую высоту 4000 мм (при двух тарелках); масса без воды 8,24 и с водой 27,0 т; емкость аккумулирующего бака 100 и 120 м³; площадь поверхности охладителя выпара 18,0 м² (рис. 10-3,*а*). На рис. 10-3,*б* показан подобный деаэратор атмосферного типа.



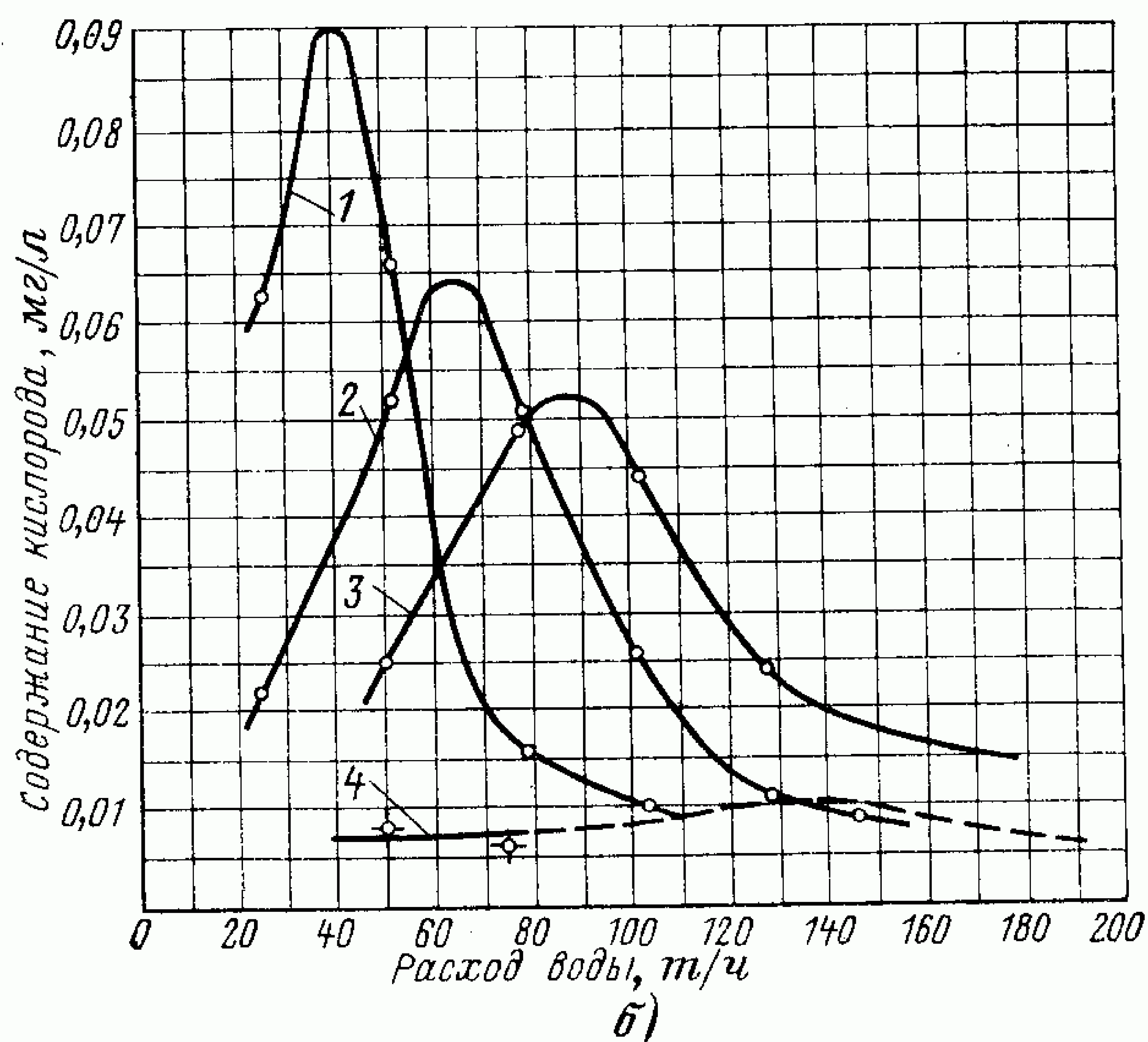


Рис. 10-5. Зависимость остаточного содержания кислорода от избытка греющего пара «выпара» (*а*) и от расхода и температуры воды (*б*).
1 — 10°C; 2 — 40°C; 3 — 67°C; 4 — 97°C.

В деаэраторах с насадкой вода, подлежащая деаэрации, поступает в объем, содержащий насадку, через водораспределительное устройство и верхнюю перфорированную тарелку и сливается после деаэрации через сетку из нержавеющей проволоки и нижнюю опорную решетку (рис. 10-3,*в*). Греющий пар подается снизу через распределительный коллектор. Благодаря заполнению рабочей части деаэрационной колонки неупорядоченной насадкой различной, иногда сложной, например омегообразной формы, вода и нагревающий ее пар проходят длинный извилистый путь; в связи с этим возрастают площадь поверхности и продолжительность контакта воды и пара, сокращается высота рабочей части деаэрационной колонки. Насадку выполняют из нержавеющей стали; применять насадки из керамики нецелесообразно из-за выщелачивания из нее кремниевой кислоты, переходящей в воду.

В последнее время начали применять деаэраторы с горизонтальной колонкой вакуумного типа, а также для повышенного давления конструкции ЦКТИ (рис. 10-6). Подлежащая деаэрации вода вводится в горизонтальную колонку сверху, также сверху отводится паровоздушная смесь с выделенными газами. Греющая среда (пар или вода) подводится через боковую часть стенки в специальный отсек в колонке, отделяемый от основной ее части вертикальной или наклонной перегородкой. Из этого отсека греющая среда переходит в основную часть колонки через барботажный лист внизу колонки и обводной короб.

Таблица 10-1

Технические характеристики горизонтальных деаэрационных колонок повышенного давления

Показатели	Тип деаэратора			
	ДСП-1300	ДСП-2000	ДСП-2600	ДСП-4000
Производительность, т/ч	1300	2000	2 600	4 000
Длина, мм	6800	8600	10 450	14 100
Масса, т:				
без воды	25	35	45	62
с водой	70	105	135	200
Число колонок × емкость бака, м³	1×120	1×150	2×120	2×150

Рис. 10-6. Струйно-барботажный деаэратор горизонтального типа.

а — вакуумный: *1* — подвод умягченной воды; *2* — коллектор; *3* и *4* — тарелки (охладители выпара) с пропуском 30% полного расхода воды; *5* — перепускные короба; *6* — третья тарелка с пропуском 100% воды; *7* — четвертая перепускная тарелка; *8* — барботажный лист; *9* — отвод деаэрированной воды; *10* — штуцер для подвода греющей среды (перегретой деаэрированной воды 70—150°С) в отсек *11*; *12* — жалюзи для разделения вскипающей воды на пар и воду; *13* и *14* — каналы для отвода невскипевшей воды; *15* — короб для перепуска пара в отсек между третьей и четвертой тарелками; *16* — отвод охлажденных неконденсирующихся газов; *б* — избыточного (повышенного) давления: *1* — горизонтальный цилиндр; *2* — подвод основного конденсата турбин; *3* — верхняя тарелка с пропуском 30% воды; *4* — перепускные короба; *5* — вторая тарелка; *6* — перепускная тарелка; *7* — отсек; *8* — подвод воды из уплотнений бустерных и питательных насосов; *9* — барботажный лист; *10* — порог; *11* — отвод деаэрированной воды в бак-аккумулятор; *12* — подвод пара в камеру *13*; *14* — паровой короб; *15* — отвод неконденсирующихся газов в атмосферу; *16* — гидравлический затвор из листов *17*, *18* и *19*; *20* — труба для заливки гидрозатвора; *21* — перепуск избыточной воды на барботажный лист; *22* — короб для подвода по трубе *23* из бака-аккумулятора пара от вскипания дренажей из ПВД.

Деаэрированная вода сливается внизу колонки в бак-аккумулятор. Из него в колонку через трубу и короб поступает выпар горячих дренажей из подогревателей высокого давления.

Струйно-барботажные деаэраторы повышенного давления ЦКТИ-БКЗ для энергобло-

Таблица 10-2

Показатели	Тип деаэратора		
	ДСВ-400	ДСВ-800	ДСВ-1200
Производительность, т/ч	400	800	1200
Длина, мм	1992	3968	5950
Масса, т:			
без воды	7,11	12,10	17,30
с водой	21	40	60
Число колонок	1	1	2

ков 500, 800 и 1200 МВт рассчитаны на абсолютное давление: рабочее — до 0,7; допускаемое повышенное — около 0,85; пробное гидравлическое примерно 1,0 МПа; они имеют по четыре тарелки и диаметр горизонтальной колонки 3442 мм при толщине стенки 16 мм. Остальные данные приводятся в табл. 10-1.

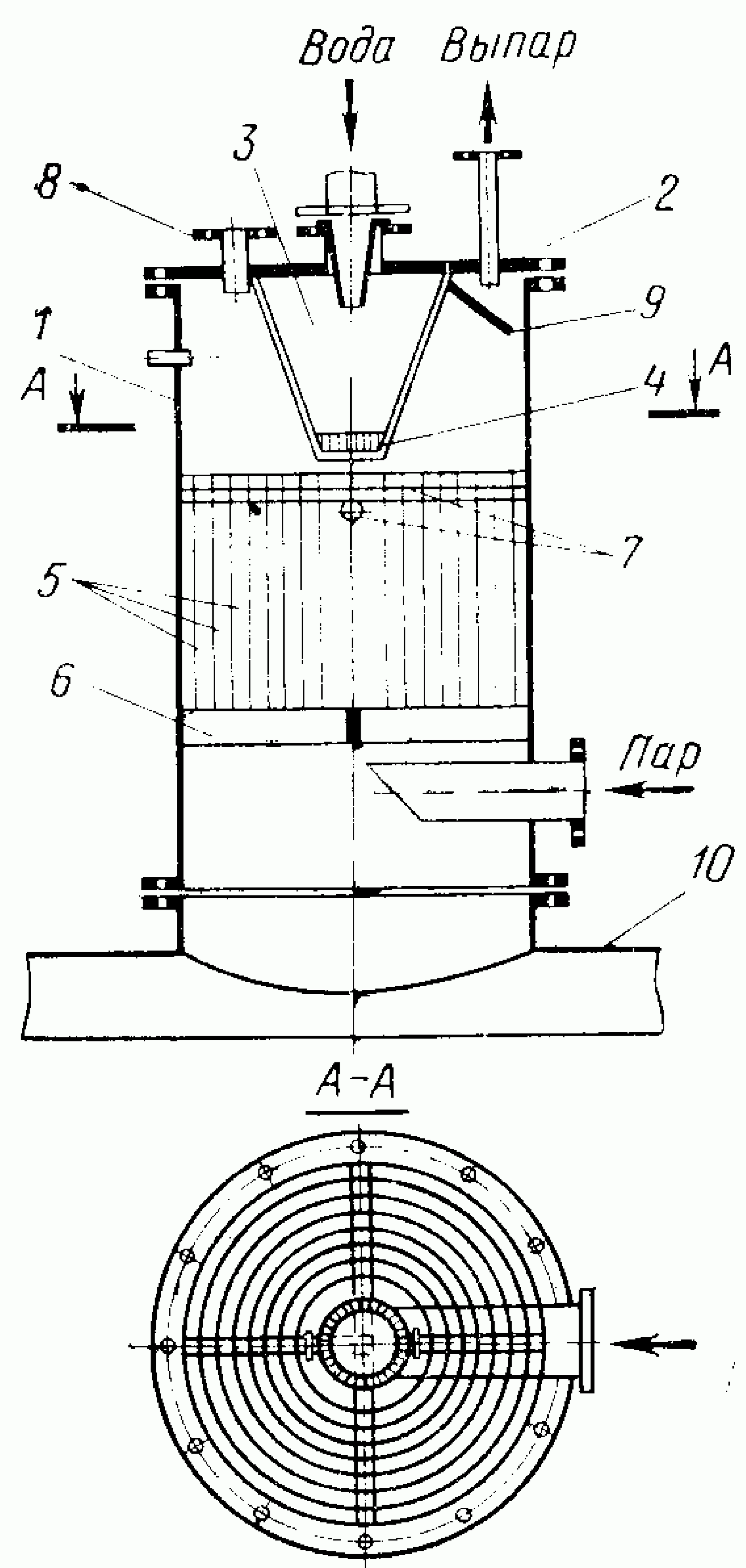


Рис. 10-7. Деаэратор пленочного типа.

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — сопло; *4* — розетка; *5* — поверхности для стока воды; *6* — опорная крестовина; *7* — связные штыри; *8* — патрубок для предохранительного клапана; *9* — отбойный лист; *10* — закрытый бак-аккумулятор.

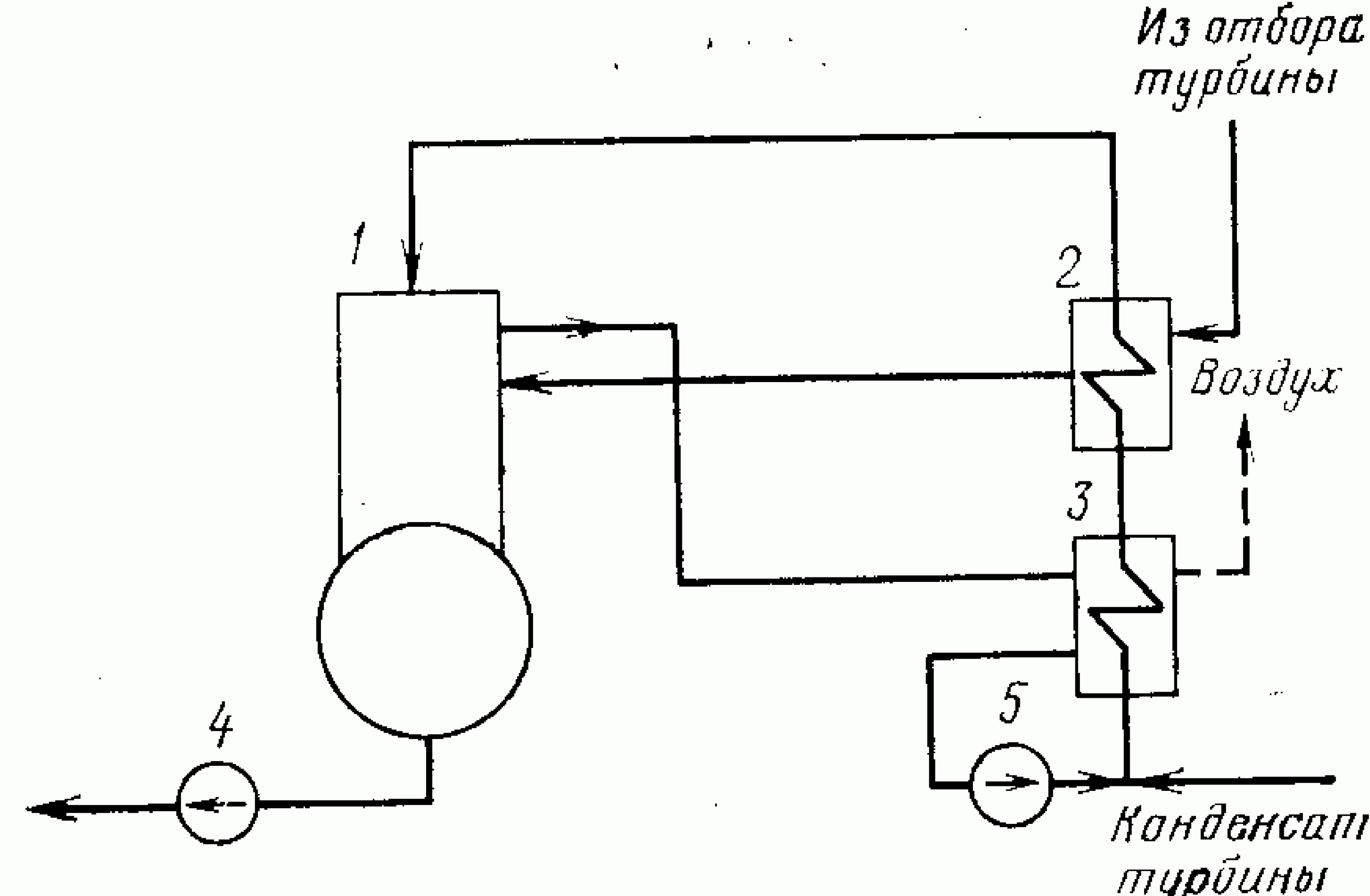


Рис. 10-8. Схема деаэраторной установки с предварительным подогревом воды.

1 — деаэратор; *2* — подогреватель; *3* — охладитель выпара; *4* — питательный насос; *5* — дренажный насос.

Горизонтальные струйно-барботажные вакуумные деаэраторы ЦКТИ-СЗТМ рассчитаны на температуру 40—80°С и абсолютное давление: рабочее — около 0,0075—0,05; допускаемое повышенное 0,17; пробное гидравлическое 0,3 МПа. Они имеют по 5 тарелок диаметром 3032 мм при толщине стенки 16 мм. Прочие их характеристики приведены в табл. 10-2. С этими деаэраторами применяют трехступенчатые пароструйные эжекторы.

Для деаэрации недостаточно очищенной воды возможно применение пленочных деаэраторов конструкции ОРГРЭС (рис. 10-7). Деаэрационная колонка имеет ряд концентрических цилиндрических поверхностей, по которым в виде пленок стекает распыляемая в верхней части подлежащая деаэрации вода. Греющий пар движется по кольцевым пространствам между цилиндрическими стенками.

В деаэраторах, работающих на «перегретой» воде, подлежащая деаэрации вода подогревается в поверхностном теплообменнике перед деаэрационной колонкой до температуры, превышающей температуру насыщения при давлении воды в колонке. Перед подогревателем вода нагревается в охладителе выпара деаэратора (рис. 10-8). При входе в верхнюю часть деаэрационной колонки вода распыляется в клапане (сопле). Попадая в относительно разреженное пространство в колонке, вода охлаждается, частично испаряясь. При этом газы, растворенные в воде, интенсивно выделяются и удаляются из колонки вместе с выпаром. При выпаре около 2% вода в колонке охлаждается на 10—11°С; тепло выпара возвращается воде в охладителе выпара. Пусть давление в деаэраторе около 0,1 МПа и температура воды на входе в него 110—111°С, на выходе 100°С. Тогда для подогрева воды перед деаэратором в поверхностном теплообменнике нужен пар давлением 0,15 МПа. В охладителе выпара подогрев воды паром 0,1 МПа возможен до 95°С (от 84—85°С). Таким образом, в предварительном теплообменнике вода подогревается на 15°С (от 95 до 110°С).

Необходимость применения греющего пара повышенного давления (например, 0,15 МПа против 0,10 МПа в смешивающем деаэраторе) — недостаток деаэратора перегретой воды в энергетическом отношении. Греющим паром деаэраторов служит обычно пар из регенеративных или регулируемых (на ТЭЦ) отборов турбин. В вакуумных деаэраторах ЦКТИ греющей средой может служить и горячая вода (обратный конденсат от внешних потребителей, подогретая сетевая вода).

Деаэраторы смешивающего типа снабжаются большей частью охладителями паровоз-

душной смеси (выпара), включаемыми на подводе деаэрируемой воды. В охладителе паровоздушной смеси пар конденсируется и конденсат его возвращается в систему питания; воздух удаляется в атмосферу непосредственно, если в деаэраторе поддерживается избыточное давление (см. рис. 10-4,*а*), или через паровоздушный эжектор, если деаэратор вакуумный (см. рис. 10-4,*б*).

Деаэрированная вода собирается под деаэрационной колонкой в деаэраторном (аккумулирующем) баке горизонтальной цилиндрической формы. В баках создается запас воды для надежного питания парогенераторов в течение некоторого определенного времени. Для надежной работы питательных насосов уровень воды в баках поддерживается постоянным посредством регулирующего устройства. Давление в деаэраторе обычно поддерживается постоянным (в соответствии с температурой насыщения, требуемой для деаэрации воды) регулированием подвода пара к деаэрационной колонке (см. рис. 10-4,*а*). Паровой и водяной объемы баков деаэраторов, работающих с постоянным давлением, соединяются уравнительными линиями следующих диаметров (табл. 10-3):

Таблица 10-3

Тип и производительность деаэраторов, т/ч	Диаметры уравнительных линий, мм	
	Пар	Вода
ДСА и ДСП:		
до 160	200	200
200—300	250—300	300
ДСП 500—1300	500	500

Для удаления остатков кислорода, а также углекислоты из воды с повышенным содержанием бикарбонатов применяют в нижней части деаэрационной колонки и баках дополнительные барботажные устройства. Оставшийся в деаэрированной воде кислород связывают соединениями гидразина (N_2H_4), а именно гидразингидратом или гидразинсульфатом, вводимыми в воду перед питательными насосами.

Независимо от включения в тепловую схему специальных деаэраторов конденсат отработавшего пара турбин на выходе из конденсатора не должен содержать растворенных газов, в первую очередь — кислорода. Современные конденсаторы регенеративного типа с минимальным паровым сопротивлением, без переохлаждения конденсата, с высокой воздушной плотностью, с правильно выбранными и работающими эжекторами паровоздушной

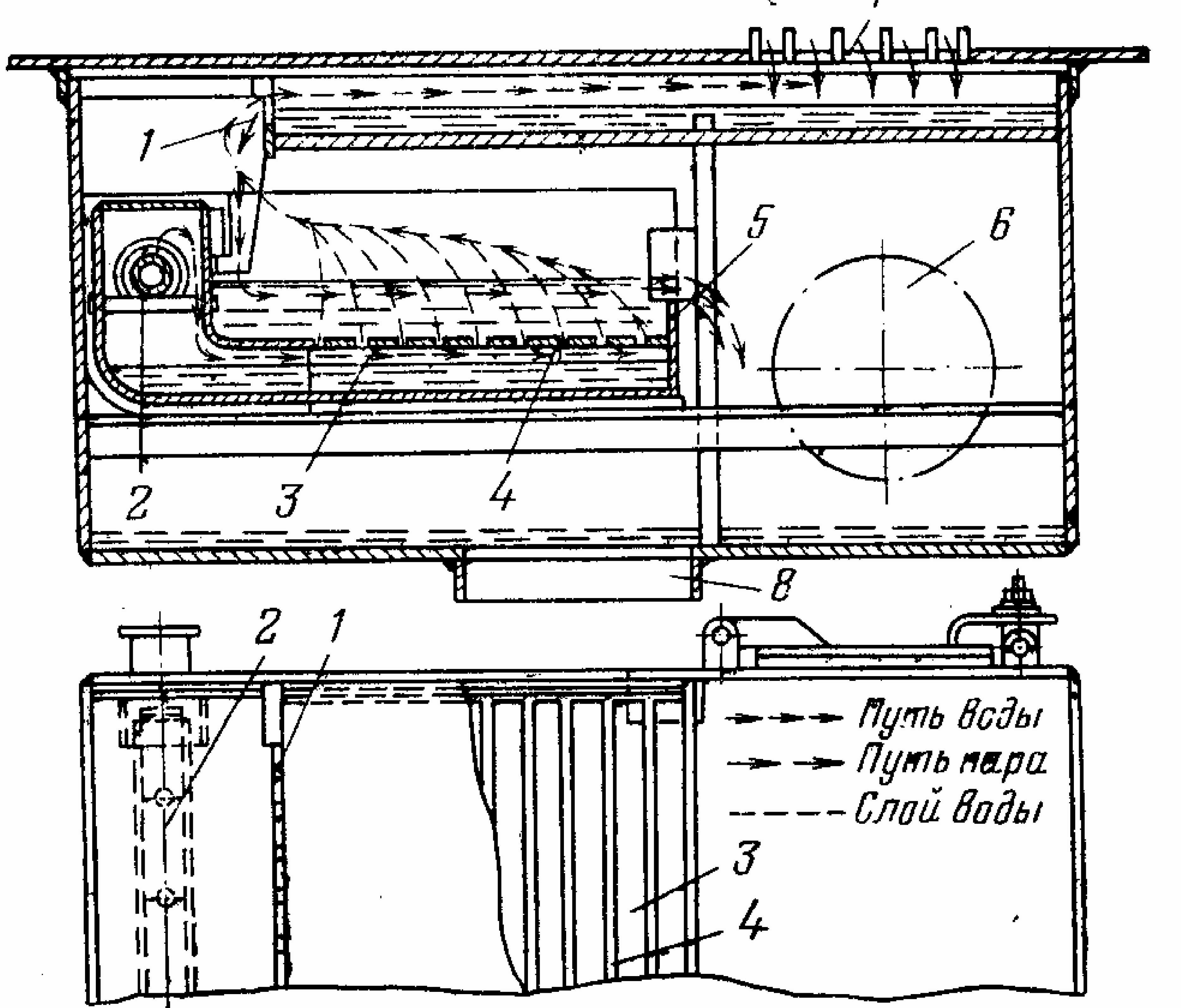


Рис. 10-9. Барботажная деаэрация воды в конденсатосборнике турбины 300 МВт.

1 — распределительный водослив; *2* — подвод пара; *3* — дырчатый лист; *4* — отверстия в листе; *5* — перегородка (порог); *6* — люк; *7* — подвод конденсата и отвод избыточного пара в конденсатор; *8* — отвод конденсата.

смеси выдают конденсат с малым содержанием растворенного кислорода. Содержание кислорода в конденсате снижают дополнительно посредством барботажной деаэрации в конденсатосборнике, в который подводится пар низкого давления (из нижнего регенеративного отбора и т. п.). Такие дополнительные деаэрирующие устройства применяют на турбинах 300, 500 и 800 МВт ЛМЗ и ХТГЗ (рис. 10-9).

Эжекторы паровоздушной смеси из конденсаторов турбин применяют пароструйные или водоструйные.

Схемы включения, тепловой и материальный балансы деаэраторов

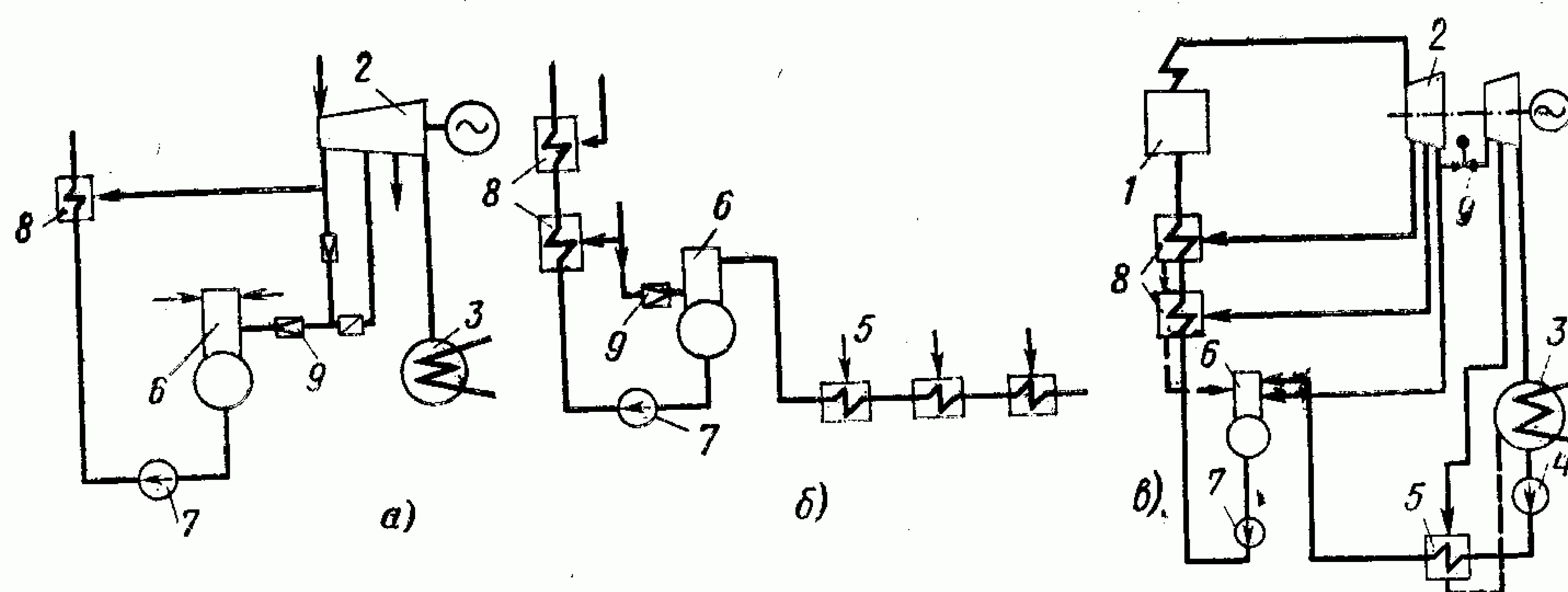
Применяют различные схемы присоединения деаэраторов к отборам турбины. На конденсационных электростанциях встречаются две схемы включения деаэраторов: в качестве самостоятельной ступени регенеративного подогрева воды (рис. 10-10,*а*) или в виде предвключенного деаэратора (рис. 10-10,*б*).

В первом случае энергетически целесообразна работа деаэратора на переменном (скользящем) давлении, зависящем от нагрузки турбоагрегата и пропуска пара через него. Питательный насос работает при этом с переменной температурой и с переменным подпором воды, что является недостатками схемы.

В схеме с предвключенным деаэратором его присоединяют через дроссельный регулирующий клапан к регенеративному отбору,

Рис. 10-10. Схемы включения деаэраторов питательной воды.

а — в качестве самостоятельной ступени регенеративного подогрева воды; *б* — в качестве предвключенного подогревателя; *в* — к регулируемому отбору на ТЭЦ; *1* — парогенератор; *2* — турбина; *3* — конденсатор; *4* — конденсатный насос; *5* — подогреватели низкого давления; *6* — деаэратор; *7* — питательные насосы; *8* — подогреватели высокого давления; *9* — регулятор давления.



питающему паром следующий за деаэратором по ходу воды поверхностный регенеративный подогреватель высокого давления (ПВД). Суммарный подогрев в поверхностном подогревателе и деаэраторе должен равняться экономически целесообразному подогреву воды в данной ступени. В этом случае такое включение деаэратора, несмотря на дросселирование пара, не ухудшает экономичности схемы.

Для обеспечения должной деаэрации пропуск пара через деаэратор должен быть достаточно велик; подогрев воды в нем целесообразно иметь не ниже 10—12°С. При распределении подогрева учитывают, кроме того, подогрев воды в питательном насосе, достигающий 30—35 кДж/кг (при сверхкритическом начальном давлении пара в турбоустановке).

На ТЭЦ применяют схемы, аналогичные приведенным (рис. 10-10,*а*,*б*), или же удобную для ТЭЦ схему присоединения деаэратора к регулируемому отбору турбины (рис. 10-10,*в*). Такую схему осуществляют при регулируемом отборе давлением около 0,7 МПа. Работа деаэратора и питательного насоса при этом стабильна в отношении давления и температуры воды.

К деаэратору питательной воды парогенераторов подводятся потоки основного конденсата турбины $D_{к.д}$, дренажей из подогревателей высокого давления $D_{др}$, греющего пара $D_д$, иногда, кроме того, пар из уплотнений турбины, штоков стопорных и регулирующих клапанов $D_{у.д}$. Из деаэратора отводится поток питательной воды $D_{п.в}$, кроме того — пар на концевые уплотнения турбины, эжекторы конденсатора и уплотнений турбины $D_{э.у}$. Расходом и теплотой паровоздушной смеси (выпара) вследствии малых значений, в расчетах материального и теплового балансов деаэратора можно пренебречь.

Соответствующий материальный баланс деаэратора питательной воды имеет вид (рис. 10-11):

$$D_{к.д}+D_{др}+D_д+D_{у.д}=D_{п.в}+D_{э.у}. \qquad (10\text{-}2)$$

Выражая эти потоки в долях расхода пара на турбину, напишем также:

$$\alpha_{к.д}+\alpha_{др}+\alpha_д+\alpha_{у.д}=\alpha_{п.в}+\alpha_{э.у}. \qquad (10\text{-}2а)$$

Обозначая соответственно энтальпии пара и воды i и $i^в$ с требуемым индексом, уравнение теплового баланса деаэратора питательной воды получим в виде

$$D_{к.д}i^в_{к.д}+D_{др}i^в_{др}+D_д i_д+D_{у.д}i_{у.д}=$$
$$=D_{п.в}i^д_{п.в}+D_{э.у}i''_д; \qquad (10\text{-}3)$$

здесь $i_{п.в}{}^д=i'_д$, где $i'_д$ — энтальпия воды при насыщении и при давлении в деаэраторе; $i''_д$ — энтальпия сухого насыщенного пара, отводимого из деаэратора на эжекторы и концевые уплотнения турбины.

Аналогично, в долях расхода пара на турбину

$$\alpha_{к.д}i^в_{к.д}+\alpha_{др}i^в_{др}+\alpha_д i_д+\alpha_{у.д}i_{у.д}=$$
$$=\alpha_{п.в}i^д_{п.в}+\alpha_{э.у}i''_д. \qquad (10\text{-}3а)$$

Из уравнений (10-2) и (10-3) или из уравнений (10-2а) и (10-3а) определяют вначале $D_д$, потом $D_{к.д}$ или $\alpha_д$, а затем и $\alpha_{к.д}$.

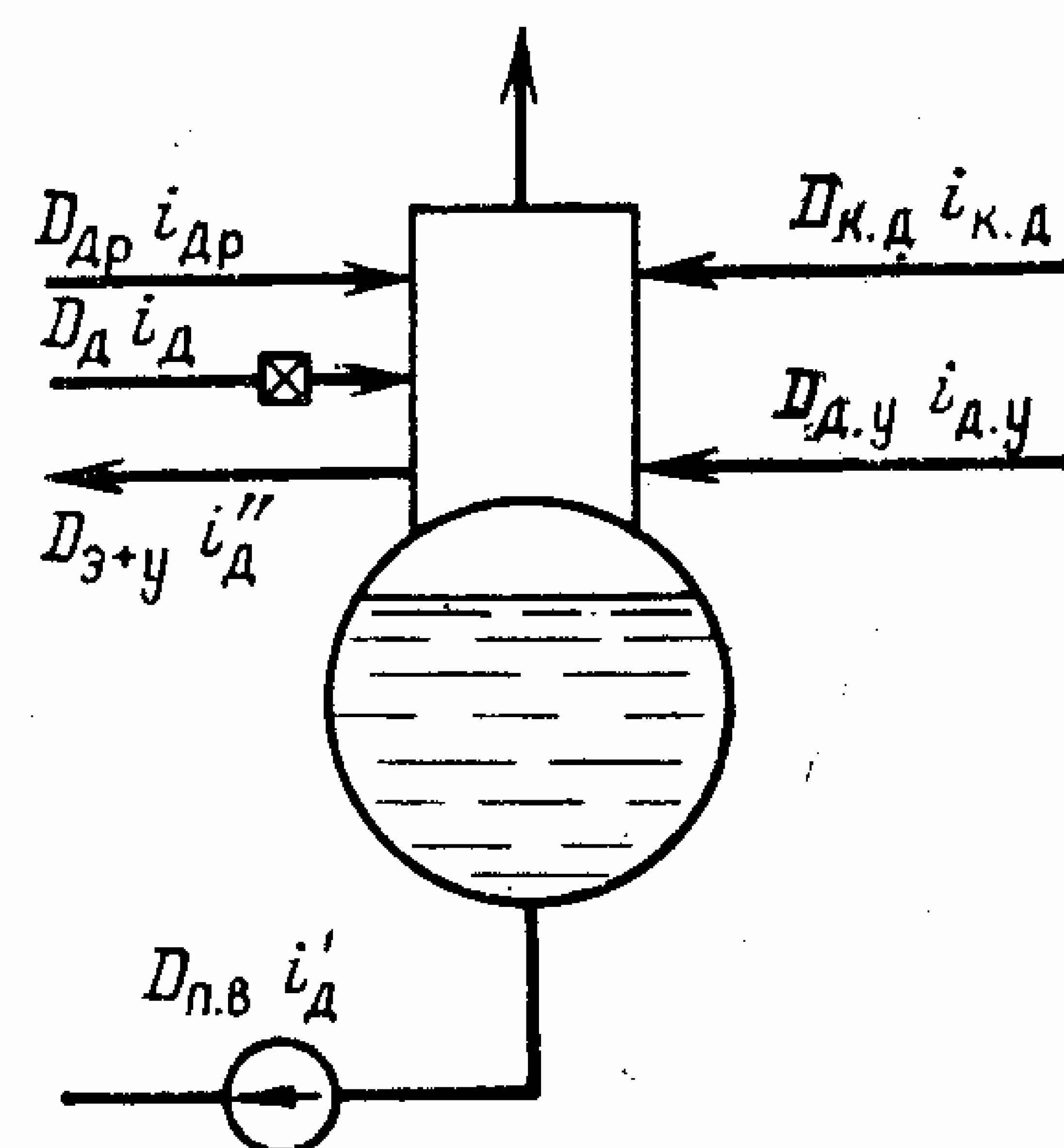


Рис. 10-11. Схема к расчету материального и теплового балансов деаэратора.

10-2. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Схемы включения питательных насосов

Выбор схемы включения питательных насосов связан непосредственно с выбором технических характеристик регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД), и в свою очередь определяет характеристики питательной установки.

Возможны две схемы включения питательных насосов — *одноподъемная,* при которой питательные насосы подают воду под полным напором через ПВД непосредственно в парогенератор (рис. 10-12,*а*), и *двухподъемная,* при которой насосы первого подъема прокачивают питательную воду через ПВД к насосам второго подъема, подающим воду в парогенераторы (рис. 10-12,*б*).

Преимущественное распространение получила одноподъемная схема вследствие простоты установки и большей надежности питательных насосов, подающих воду с температурой ниже температуры конечного подогрева воды. Недостаток одноподъемной схемы — высокая стоимость и пониженная надежность ПВД ввиду выполнения их на полное давление питательной воды. Преимущество двухподъемной схемы — выполнение ПВД на менее высокое давление, определяемое тем, что давление воды на входе в насосы второго подъема должно для предотвращения кавитации несколько превышать давление насыщения при температуре воды перед насосами, т. е. за ПВД. Недостатки — пониженная надежность питательных насосов второго подъема, перекачивающих воду с высокой конечной ее температурой; усложнение и удорожание питательной установки; повышенный расход энергии на перекачку воды с более высокой температурой; необходимость синхронизации работы насосов I и II подъема и сложность их регулирования.

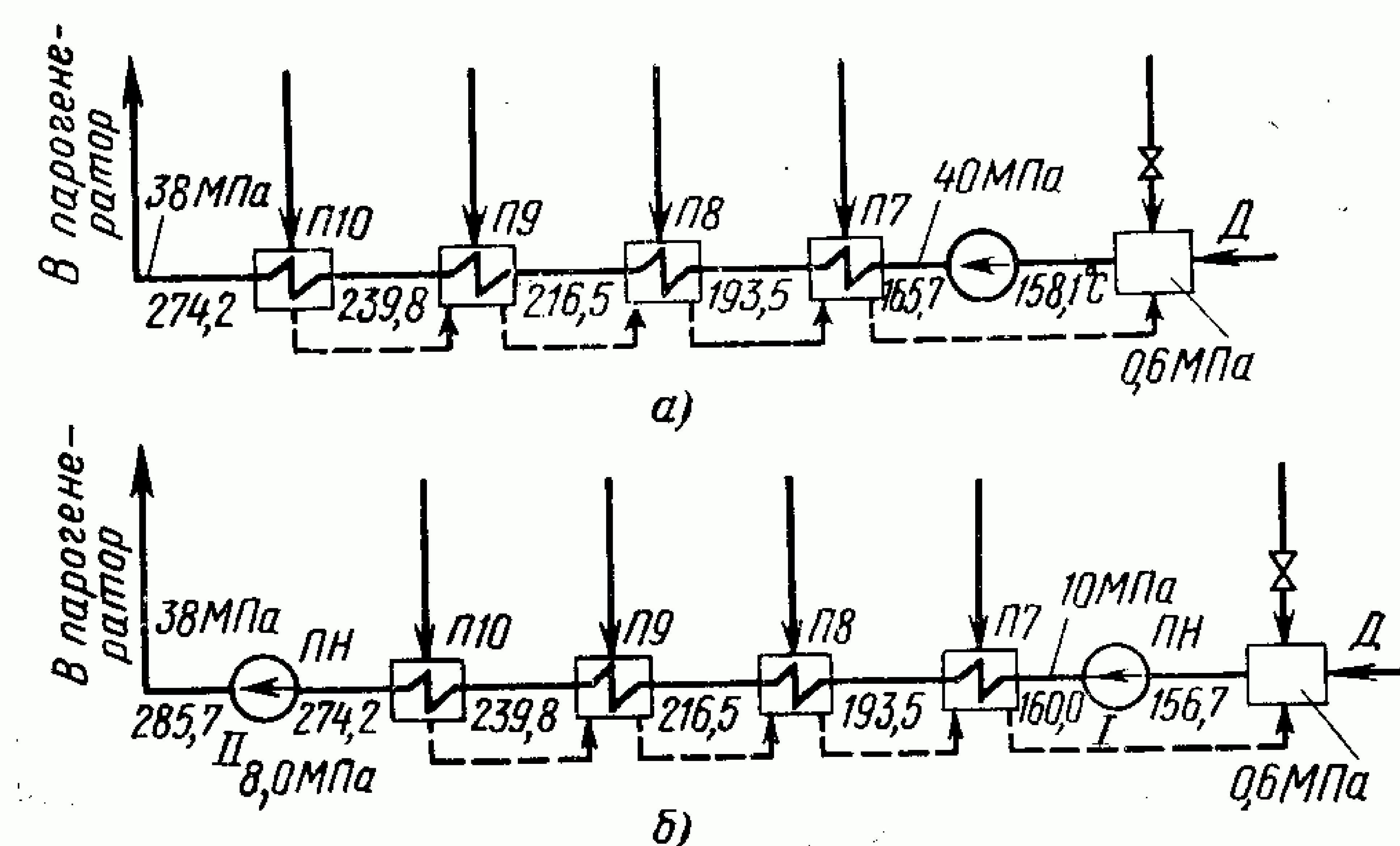


Рис. 10-12. Схемы включения питательных насосов.
а — одноподъемная; *б* — двухподъемная.

Подробное сравнение этих двух схем с учетом подогрева воды в насосах, расхода энергии на них, расходов воды на уплотнения насосов в обход регенеративных подогревателей показало, что эти схемы энергетически примерно равноценны. Ввиду того, что надежность двухподъемной питательной установки ниже чем одноподъемной, а опыт работы ПВД с полным давлением питательной воды оказался положительным, предпочтение получила как в Советском Союзе, так и за рубежом одноподъемная схема питательной установки.

В схеме с деаэратором питательная вода из деаэраторных баков поступает к питательным насосам (в двухподъемной схеме — к насосам первого подъема). Для предотвращения кавитации и обеспечения надежного действия питательных насосов (в особенности высокооборотных с турбинным приводом) деаэрированная вода энергоблоков проходит вначале через бустерные («подталкивающие») насосы с невысоким числом оборотов.

Привод бустерного насоса выполняют или от приводной турбины основного насоса, присоединяя бустерный насос к валу турбины через редуктор числа оборотов, или с самостоятельным электроприводом. В бездеаэраторной схеме необходимое давление перед питательными насосами, предотвращающее кавитацию, создается конденсатными насосами (II подъема при химическом обессоливании конденсата турбины).

Тип привода питательных насосов и схемы включения приводных турбин

Электрический привод питательных насосов применяют в СССР на неблочных электростанциях с турбоагрегатами мощностью 100 МВт и ниже, а также у конденсационных энергоблоков мощностью 150 и 200 МВт.

При электрическом приводе питательных насосов передача энергии от главного турбоагрегата к приводному электродвигателю сопровождается рядом потерь, учитываемых следующими к. п. д. (рис. 10-13,*а*): η_{oi} и $\eta_м$ — соответственно внутренний относительный и механический к. п. д. турбины; $\eta_г$ — к. п. д. электрического генератора; $\eta_{тр.э}$ — к. п. д. электрического трансформатора и электрической сети собственных нужд; $\eta_{эд}$ — к. п. д. приводного электродвигателя; $\eta_{гм}$ — к. п. д. гидромуфты.

С учетом потерь к. п. д. преобразования и передачи энергии от пара, работающего в главной турбине, к приводному электродвигателю составляет:

$$\eta_{э.п} = \eta_{oi}\eta_м\eta_г\eta_{тр.э}\eta_{э.д}\eta_{г.м}. \quad (10\text{-}4)$$

Составляющие этого к. п. д. существенно зависят от нагрузки главных турбоагрегатов и питательных электронасосов. При неблочной структуре электростанций работа питательных насосов регулируется прежде всего числом работающих насосов. Для снижения расхода энергии на питательный электронасос при частичных его нагрузках применяют гидромуфты, позволяющие снижать число оборотов насоса при уменьшении подачи воды с относительно небольшой энергетической потерей.

Мощность $W_{п.э.н}$, потребляемая насосом, изменяется при этом примерно прямо пропорционально второй степени расхода воды $D_{п.н}$:

$$W_{п.э.н} = aD^2_{п.н}, \qquad (10\text{-}5)$$

где a — коэффициент пропорциональности.

При переменной нагрузке целесообразнее *паротурбинный привод* питательных насосов.

Мощность, потребляемая питательным насосом с паротурбинным приводом, снижается при недогрузке примерно прямо пропорционально третьей степени расхода воды, т. е. близко к условиям идеального регулирования:

$$W_{т.п.н} = a_1 D^3_{п.н}. \qquad (10\text{-}6)$$

Таким образом, потребление мощности насосом с турбоприводом при частичной нагрузке всегда меньше, чем насосом с электроприводом.

Для привода рабочих питательных насосов применяют турбины конденсационного типа или с противодавлением. Конденсационные приводные турбины имеют обычно свой конденсатор. Однако возможно отводить отработавший пар приводной турбины в конденсатор главной турбины. Прием этого пара в конденсаторе главной турбины должен быть предусмотрен конструкцией конденсатора, а питательные насосы должны при этом размещаться по возможности ближе к конденсаторам главной трубины. На рис. 10-13,*б* показана простейшая схема конденсационной электростанции (без промежуточного перегрева пара) с турбиной для привода питательного насоса, питаемой свежим паром, с отводом отработавшего пара в конденсатор главной турбины. На рис. 10-13,*в* показан процесс работы пара в главной и приводной турбинах. Ввиду небольшого пропуска пара через приводную турбину внутренний относительный к. п. д. ее ниже, чем у главной турбины; при отводе отработавшего пара в конденсатор главной турбины следует учитывать потери давления отработавшего пара на пути от приводной турбины к конденсатору. Коэффициент полезного действия преобразования и передачи энергии при турбоприводе питательного насоса равен:

$$\eta_{тп} = \eta_{oi}^{тп}\eta_{м}^{тп}\eta_{др}, \qquad (10\text{-}7)$$

где $\eta_{o\,i}^{т.п}$ и $\eta_{м}^{т.п}$ — соответственно к. п. д. внутренний относительный и механический турбопривода, а $\eta_{др}$ — коэффициент дросселирования при транспорте пара в тракте турбопривода.

Электронасосы выполняют большей частью с номинальной частотой вращения 3000 об/мин, турбонасосы — с 5000—6500 об/мин. Коэффициенты полезного действия электронасосов $\eta_{н}^{эп}$ и турбонасосов $\eta_{н}^{т.п}$ могут различаться и должны учитываться при сравнении затрат энергии.

Условием выгодности в энергетическом отношении парового или электрического привода питательного насоса служит следующее соотношение:

$$\eta_{н}^{тп}\eta_{тп} \gtrless \eta_{н}^{эп}\eta_{эп}. \qquad (10\text{-}8)$$

или с учетом выражений $\eta_{тп}$ [формула (10-7)] и $\eta_{эп}$ [формула (10-4)]:

$$\eta_{н}^{тп}\eta_{oi}^{тп}\eta_{м}^{тп}\eta_{др} \gtrless \eta_{н}^{эп}\eta_{oi}\eta_{м}\eta_{г}\eta_{тр.э}\eta_{эд}\eta_{гм}. \qquad (10\text{-}9)$$

При использовании в обоих случаях одинаковых (высокооборотных) насосов, $\eta_{н}^{тп} = \eta_{н}^{эп}$, в правой части равенства добавляется к. п. д. повысителя оборотов $\eta_{р}$ и формула принимает вид:

$$\eta_{o\,i}^{тп}\eta_{м}^{тп}\eta_{др} \gtrless \eta_{o\,i}\eta_{м}\eta_{г}\eta_{тр.э}\eta_{эд}\eta_{гм}\eta_{р}. \qquad (10\text{-}9а)$$

Конечным критерием выгодности типа привода служат расчетные затраты, учитывающие капитальные и эксплуатационные расходы. Результат сравнения зависит от режима работы насосов и стоимости топлива; при продолжительной работе их с пониженными нагрузками и относительно дорогом топливе выгоднее паротурбинный привод.

Включение приводной турбины по схеме рис. 10-13,*б* с питанием турбины свежим паром и отводом отработавшего пара в конденсатор имеет существенные недостатки: из-за высоких параметров пара такая турбина недостаточно надежна, из-за малого пропуска пара ее к. п. д. низок. Эти недостатки можно устранить, если питать турбину паром пониженных параметров, например из отбора главной турбины. Отработавший пар приводной турбины отводится или в конденсатор (рис. 10-14,*а*), или в промежуточную ступень главной турбины (рис. 10-14,*б*). В последнем случае пропуск пара через турбину с противо-

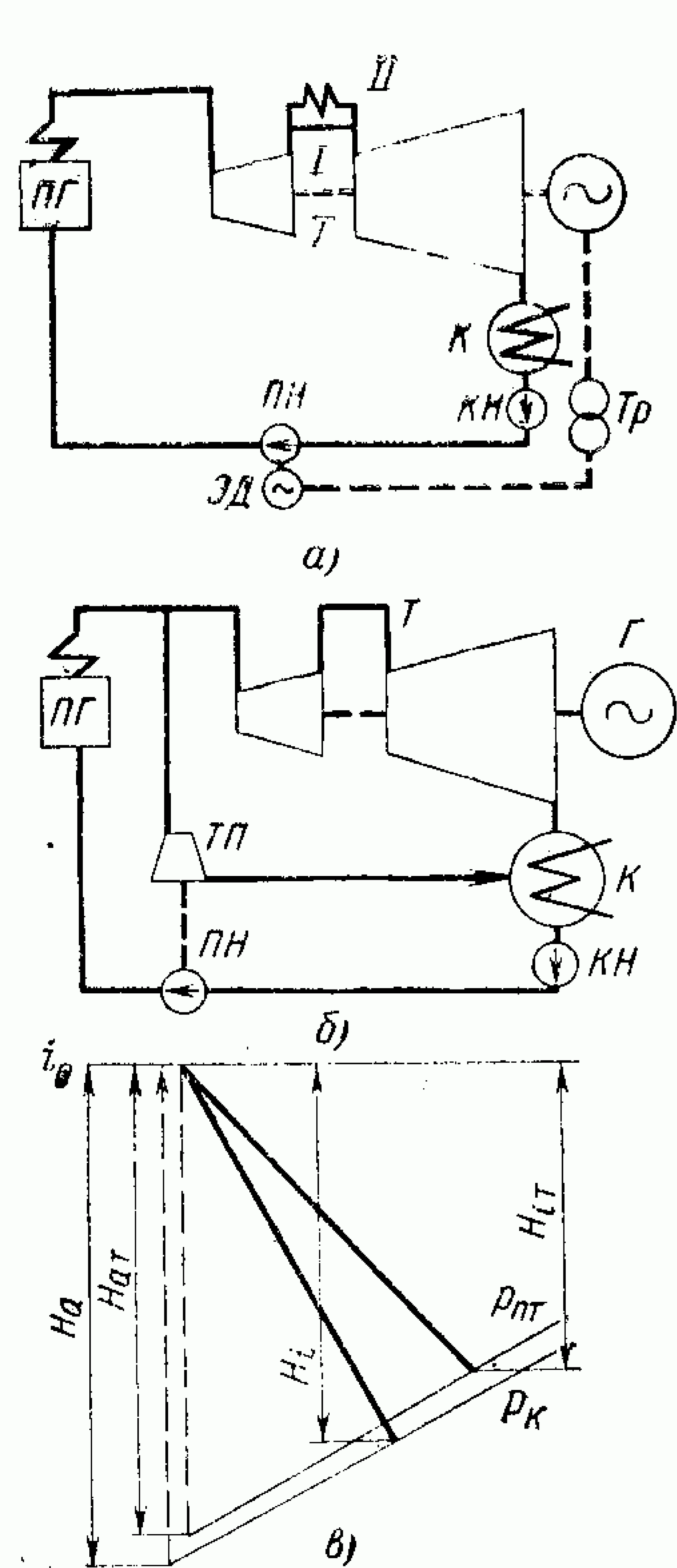


Рис. 10-13. Схемы конденсационных электростанций.

а — с электроприводом питательного насоса; *I* — без промперегрева; *II* — с промперегревом пара; *б* — с турбоприводом питательного насоса, с конденсационной приводной турбиной на свежем паре; *в* — процессы работы пара в главной и приводной турбинах; *Тр* — электрический трансформатор; *ЭД* — электродвигатель; *ТП* — турбопривод (приводная турбина).

давлением увеличивается, способствуя повышению ее внутреннего относительного к. п. д. При большой мощности главной турбины **для разгрузки последних ее ступеней целесообразно иметь** приводную турбину с конденсацией пара. Такой тип приводной турбины широко применяется в СССР и за рубежом в крупных энергоблоках.

Отработавший пар приводной турбины, включенной по схеме рис. 10-14,*б*, смешивается в главной турбине с основным потоком пара, и в последующих ступенях работает объединенный поток пара. Из-за более низкого внутреннего относительного к. п. д. приводной турбины температура отработавшего в ней пара несколько выше, чем у основного потока пара, что учитывают при построении процесса работы пара в главной турбине после смешения в ней этих потоков.

Предыдущие схемы (рис. 10-13,*б* и 10-14) характеризуются *параллельным включением приводной турбины* по отношению к главной турбине или к группе ее ступеней.

Расход пара $D_{тп}$ на приводную турбину в этом случае определяется из уравнения энергетического баланса:

$$D_{тп} = \frac{D_{п.н} h_{н.а}}{\eta_н H_i^{тп} \eta_м^{тп}}, \qquad (10\text{-}10)$$

где $D_{п.н}$ — подача воды питательным насосом; $h_{н.а}$ — теоретическая (адиабатная) работа повышения давления воды в насосе, кДж/кг; $\eta_н = \eta_{нi}\eta_{н.м}$ — к. п. д. насоса, равный произведению внутреннего $\eta_{нi}$ и механического $\eta_{н.м}$ его к. п. д.; $H_i^{тп}$ — теплопадение пара, используемое в приводной турбине, кДж/кг; $\eta_м^{тп}$ — механический к. п. д. приводной турбины.

В долях расхода свежего пара на главную турбину D_0 получим:

$$\alpha_{тп} = \frac{D_{тп}}{D_0} = \alpha_{п.н} \frac{h_{н.а}}{H_i^{тп} \eta_м^{тп} \eta_н}, \qquad (10\text{-}11)$$

где $\alpha_{п.н} = D_{п.н}/D_0$ — расход питательной воды через насос в долях расхода свежего пара на главную турбину ($\alpha_{п.н} = 1{,}01 \div 1{,}02$).

Таким образом, доля расхода пара на приводную турбину зависит в основном от отношения работы насоса $h_{н.а}$ и работы пара в приводной турбине $H_i^{тп}$. Если приводная турбина конденсационная и снабжается свежим паром, то $H_i^{тп} \approx H_i$, где H_i — теплопадение пара в главной турбине. При значениях $h_{н.а} \approx 20$ кДж/кг, $H_i^{тп} = H_i \approx 1000$ кДж/кг и $\eta_м^{тп}\eta_н \approx 0{,}80$ $\alpha_{тп} \approx$
$\approx 1{,}25 \frac{h_{н.а}}{H_i^{тп}} \approx 1{,}25 \frac{20}{1000} = 0{,}025$, т. е. расход пара на приводную турбину составляет около 2,5% расхода пара на главную турбину.

Если приводная турбина питается паром из отбора главной турбины и $H_i^{тп} = 500$ или 250 кДж/кг (приводная турбина конденсационная или с противодавлением), то соответственно

$$\alpha_{тп} \approx 1{,}25 \frac{20}{500} \approx 0{,}05 \text{ или } \alpha_{тп} \approx 1{,}25 \frac{20}{250} \approx 0{,}1.$$

Возможно также последовательное включение приводной турбины по отношению к главной турбине: на свежем паре перед главной турбиной или между цилиндрами главной турбины взамен части ее ступеней.

Последовательное включение приводной турбины в Советском Союзе не применяют ввиду ненадежности такой схемы: в первом случае приводная турбина выполняется с высокими параметрами пара; во втором надеж-

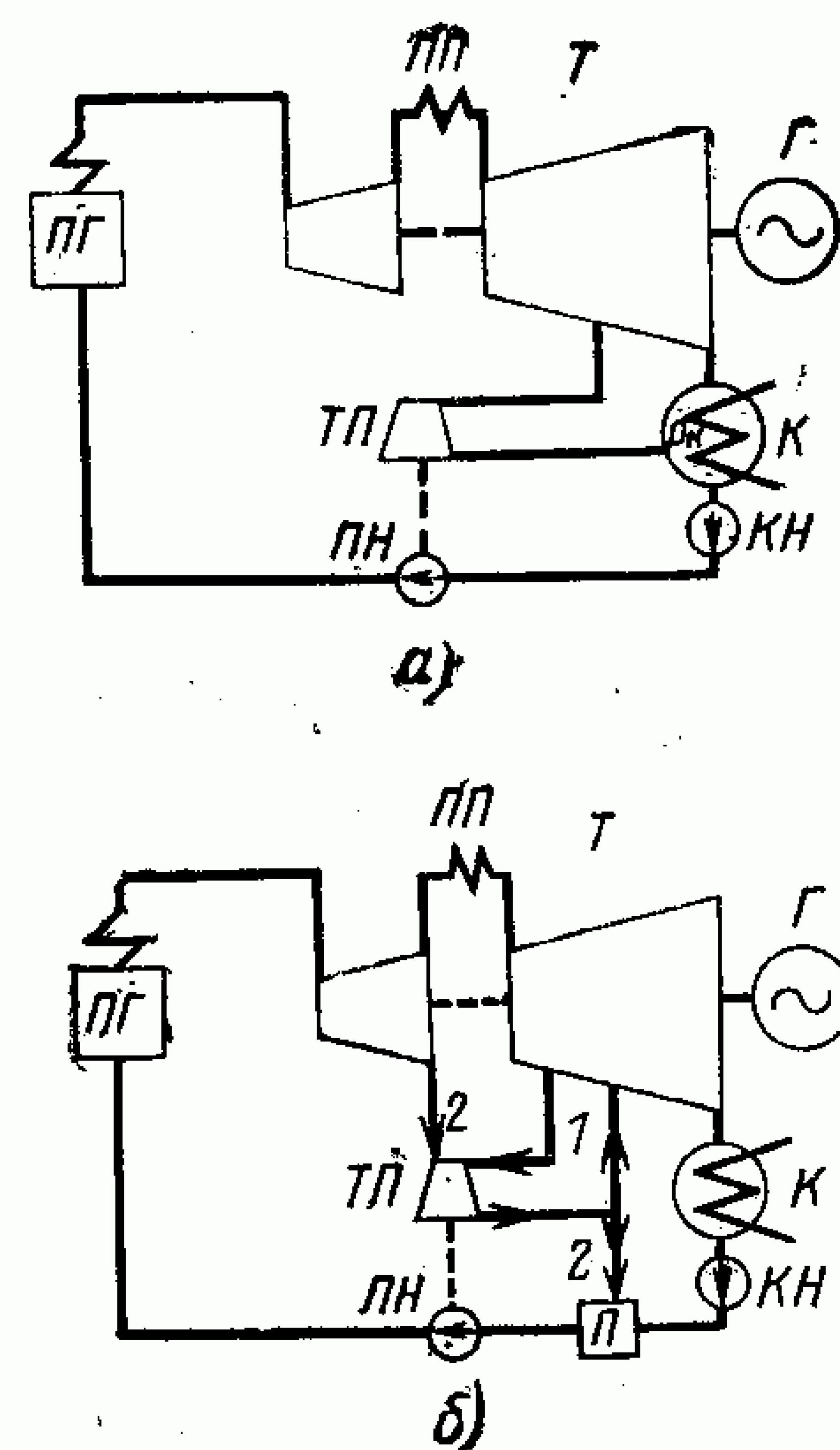


Рис. 10-14. Принципиальные схемы включения приводных турбин питательных насосов на паре из отбора **главной конденсационной** турбины с промежуточным перегревом пара.

а — конденсационная приводная турбина на горячем паре; *б* — приводная турбина с противодавлением (*1* — на горячем паре; *2* — на холодном паре).

ность работы главной турбины зависит от состояния приводной турбины.

При последовательном включении приводной турбины через нее проходит весь поток пара D_0:

$$\alpha_{\text{тп}} = \frac{D_{\text{тп}}}{D_0} = 1 \quad \text{и} \quad H_i^{\text{тп}} \approx 1{,}25\ h_{\text{н.а}};$$

если $h_{\text{н.а}} \approx 20 \div 32$ кДж/кг, то $H_i^{\text{тп}} \approx 25 \div 40$ кДж/кг, что соответствует теплопадению в одной ступени главной турбины. Таким образом, приводную турбину устанавливают взамен одной из ступеней главной турбины: первой (верхней) или промежуточной.

Выгодность турбинного или электрического привода питательного насоса можно оценить также по формуле вида (10-9), в которой η_{oi} означает к. п. д. «вытесненной» ступени главной турбины. В данном случае на результат сравнения значительное влияние оказывает, в частности, дросселирование пара, расходуемого на приводную турбину при его транспорте. Коэффициент дросселирования $\eta_{\text{др}}$ из-за малого теплопадения пара в приводной турбине $H_i^{\text{тп}}$ составляет всего 0,50 против 0,97—0,99 при параллельном включении приводной турбины.

На электростанциях с *промежуточным перегревом пара* для приводных турбин из главной турбины отбирают пар холодный (до промежуточного перегрева) или горячий (после промежуточного перегрева). Использование холодного пара связано с потерей дополнительной работы, получаемой благодаря промежуточному перегреву пара. Холодный пар после работы в приводной турбине с противодавлением не следует возвращать в ступени главной турбины, так как при недостаточно тщательном перемешивании его с основным более горячим потоком пара могут возникнуть в деталях турбины дополнительные термические напряжения, снижающие надежность ее работы. Приводная турбина конденсационного типа при этом не применима ввиду недопустимо высокой влажности отработавшего пара приводной турбины, работающей на холодном паре.

Применение холодного пара из отбора главной турбины возможно при условии использования отработавшего пара из противодавления (и из отборов) приводной турбины в качестве теплоносителя, для регенеративного подогрева питательной воды или других целей. Подобная схема может быть и экономически целесообразной, так как для регенерации используется более холодный пар, что энергетически выгодно (см. рис. 10-14,*б*). Подобное решение применено для энергоблока с двухвальной турбиной 800 МВт.

При использовании горячего пара после промежуточного перегрева можно применять приводные турбины с противодавлением и отводом отработавшего пара в ступени главной турбины, как в энергоблоках 300 МВт (рис. 10-14,*б*) или с конденсацией пара в отдельных конденсаторах приводных турбин, как в энергоблоках 500, 800 (одновальных) и 1200 МВт (рис. 10-14,*а*). Отвод отработавшего пара приводных турбин питательных насосов в ступени главной турбины большой мощности нецелесообразен, так как приводит к увеличению размеров выхлопов или выходной потери главной турбины.

Сравнительная выгодность турбопривода на холодном паре с использованием отработавшего пара в регенеративном подогревателе (рис. 10-14,*б*) или электропривода питательного насоса определяется соотношением

$$\frac{\eta_{\text{о}\,i}^{\text{тп}} \eta_{\text{м}}^{\text{тп}} \eta_{\text{др}}^{\text{тп}}}{\mu \eta_{\text{др}}^{\text{пп}}} \gtrless$$

$$\gtrless \left[\eta''_{oi} - \frac{\eta_i^{\text{эп}} q_{\text{пп}} - (1 - c) H'''_i}{H'''_{\text{а}}} \right] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{тр.э}} \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{р}}, \qquad (10\text{-}12)$$

где μ — коэффициент возврата тепла при промежуточном перегреве пара; $H'''_{\text{а}}$ и H'''_i — теплопадения адиабатное и действительное в ступенях главной турбины, после отбора, вытесняемого отработавшим паром приводной турбины; $\eta_{\text{др}}^{\text{пп}}$ — коэффициент дросселирования в тракте промежуточного перегрева пара; $\eta_i^{\text{эп}} = W_i^{\text{эп}}/Q_0^{\text{эп}}$ — внутренний абсолютный к. п. д. турбоустановки с электроприводом питательного насоса, с учетом затраты энергии на питательный электронасос; η''_{oi} — к. п. д. ступеней главной турбины, расположенных параллельно турбоприводу; $q_{\text{пп}}$ — тепло промежуточного перегрева пара, кДж/кг; $c = (i^{\text{п}}_{\text{тп}} - i'_{\text{к}})/(i_r - i'_{\text{к}}) < 1$ — коэффициент, учитывающий замену регенеративного отбора из главной турбины паром из противодавления приводной турбины; $i^{\text{п}}_{\text{тп}}$, i_r и $i'_{\text{к}}$ — соответственно энтальпии пара, отработавшего в приводной турбине, в отборе главной турбины и основного конденсата, кДж/кг.

При отсутствии промежуточного перегрева пара ($q_{\text{пп}} = 0$) $\eta_{\text{др}}^{\text{пп}} = 1$ и $\mu = 1$; если, кроме того, отработавший пар приводной турбины не используется для регенеративного подогрева воды, $c = 1$ и формула (10-12) приводится к обычному виду (10-9 или 10-9а).

Расчеты показывают, что при значениях $\eta''_{oi} = 0{,}85 \div 0{,}88$; $\eta_{oi}^{\text{тп}} = 0{,}75 \div 0{,}79$; $\eta_{\text{гм}} = 0{,}92 \div$

0,95 турбопривод, включенный по схеме рис. 10-14,*б*, энергетически выгоднее электропривода; тем более турбопривод выгоднее при работе турбоустановки при пониженных нагрузках, когда $\eta_{гм}$ значительно снижается.

При работе приводной турбины на горячем паре и отводе отработавшего в ней пара в главную турбину или в конденсатор сравнительная экономичность турбопривода или электропривода питательного насоса определяется формулой вида (10-9) с подстановкой в нее значений η_{oi} для соответствующих ступеней главной турбины.

Сравнение схем включения конденсационной приводной турбины на горячем или холодном паре показывает, что схема с приводной турбиной на горячем паре выгоднее, если к. п. д. приводной турбины выше или равен к. п. д. турбины на холодном паре, что обычно имеет место.

На электростанции с мощными энергоблоками с двухступенчатым промежуточным перегревом пара возможно применение обычной схемы с конденсационной приводной турбиной на горячем паре.

Кроме того, возможна иная схема включения приводной турбины: работа ее на холодном паре первой ступени промежуточного перегрева, с отводом отработавшего пара в холодную линию второй ступени промежуточного перегрева пара.

Выбор электрического или парового привода питательных насосов зависит не только от сравнительной энергетической или экономической их выгодности. Асинхронные приводные электродвигатели изготовляют в настоящее время мощностью не выше 8 МВт.

При установке двух рабочих электронасосов общей мощностью 16 МВт можно обеспечить мощность энергоблока с начальным давлением пара около 23,5 МПа не более 450—500 МВт. Это предопределяет применение парового привода на особенно крупных энергоблоках.

Теплоэлектроцентрали Советского Союза с начальным давлением пара перед турбинами около 9 и 13 МПа большей частью не имеют промежуточного перегрева пара и работают по неблочной схеме. Питательные рабочие насосы имеют, как правило, электрический привод. Паровой привод питательных рабочих насосов целесообразен, если отработавший пар приводных турбин можно использовать в течение всего года для нужд внешнего теплового потребления. Такое решение безусловно экномически выгодно, если паром, отработавшим в приводных тубинах, не вытесняется пар из отборов главных турбин и с отработавшим паром приводных турбин отпускается дополнительное количество тепла внешним потребителям. В случае вытеснения этим паром отборов из главных турбин выбор парового или электрического привода рабочих питательных насосов подлежит технико-экономическому сравнению.

ТЭЦ с наиболее крупными теплофикационными турбинами в Советском Союзе Т-250-240, с начальным давлением пара 23,5 МПа, с промежуточным перегревом пара выполняют по блочной схеме.

Питательные насосы на таких ТЭЦ имеют турбинный привод с приводными турбинами на горячем паре, с противодавлением подобно конденсационным энергоблокам 300 МВт.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ И ЭНЕРГОБЛОКОВ. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ИХ РАБОТЫ

11-1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК

Энергетической характеристикой конденсационных турбоустановок называют аналитическую или графическую зависимость расходов пара и тепла от электрической мощности турбоагрегата.

Паровая характеристика

Тепловые расчеты, испытания и эксплуатационные данные показывают, что зависимость *расхода пара* D_0, кг/ч, от *мощности турбоагрегата* $W_{э1}$, кВт, с точностью, достаточной для ориентировочных тепловых и технико-экономических расчетов, можно принимать прямолинейной в широких пределах нагрузок турбоагрегата, от нулевой $W_э=0$ до расчетной, экономической нагрузки $W_{н}$; соответствующую мощность называют также нормальной мощностью, поскольку турбоагрегат должен нормально работать с нагрузкой, близкой по возможности к экономической, с расходом пара $D_{н}$ (рис. 11-1,*а*). При нулевой электрической мощности и полном числе оборотов, т. е. при холостом ходе турбоагрегата, на турбину расходуется пар в количестве D_x, необходимом для покрытия энергетических потерь па-

ра, работающего в турбине, механических потерь турбины, механических и электрических потерь генератора.

Отношение

$$x=\frac{D_x}{D_н}, \qquad (11\text{-}1)$$

т. е. долю холостого расхода пара, называют *коэффициентом холостого расхода пара на турбину*.

Коэффициент холостого расхода пара тем меньше, чем крупнее турбина, чем больше теплопадение пара в ней; для современных конденсационных турбин $x=0{,}03\div0{,}07$, в среднем 0,04—0,05.

Расход пара на турбину, кг/ч, при любой нагрузке от $W_э=0$ до $W_э=W_н$ можно рассматривать как сумму холостого расхода D_x и *полезного расхода на выработку мощности* $D—D_x$:

$$D_0=D_x+(D_0—D_x).$$

Полный удельный расход пара на турбину, кг/(кВт·ч),

$$d_0=\frac{D_0}{W_э}. \qquad (11\text{-}2)$$

«*Полезный*» *удельный расход* пара, кг/(кВт·ч), за вычетом холостого расхода

$$r=\frac{D_0-D_x}{W_э} \qquad (11\text{-}3)$$

называют *относительным* или *удельным приростом расхода пара*.

При прямолинейной зависимости D_0 от $W_н$ во всем интервале нагрузок от нуля до $W_н$ величина $r=\text{const}$; она определяется в принятом масштабе D_0 и $W_э$, углом наклона характеристики $D_0=f(W_э)$ к горизонтали (r — угловой коэффициент характеристики, имеющий такую же единицу измерения, как и удельный расход пара).

Величину r можно определить по выражению (11-3) для известных условий нормальной нагрузки:

$$r=\frac{D_н-D_x}{W_н}=\frac{D_н(1-x)}{W_н}=d_н(1-x), \qquad (11\text{-}4)$$

где $d_н=D_н/W_н$, кг/(кВт·ч) — удельный расход пара при нормальной нагрузке.

Из уравнения (11-3) можно определить расход пара на турбину D_0, кг/ч, в виде:

$$D_0=D_x+rW_э, \qquad (11\text{-}5)$$

или с учетом формул (11-1) и (11-4)

$$D_0=xD_н+(1—x)d_нW_э. \qquad (11\text{-}6)$$

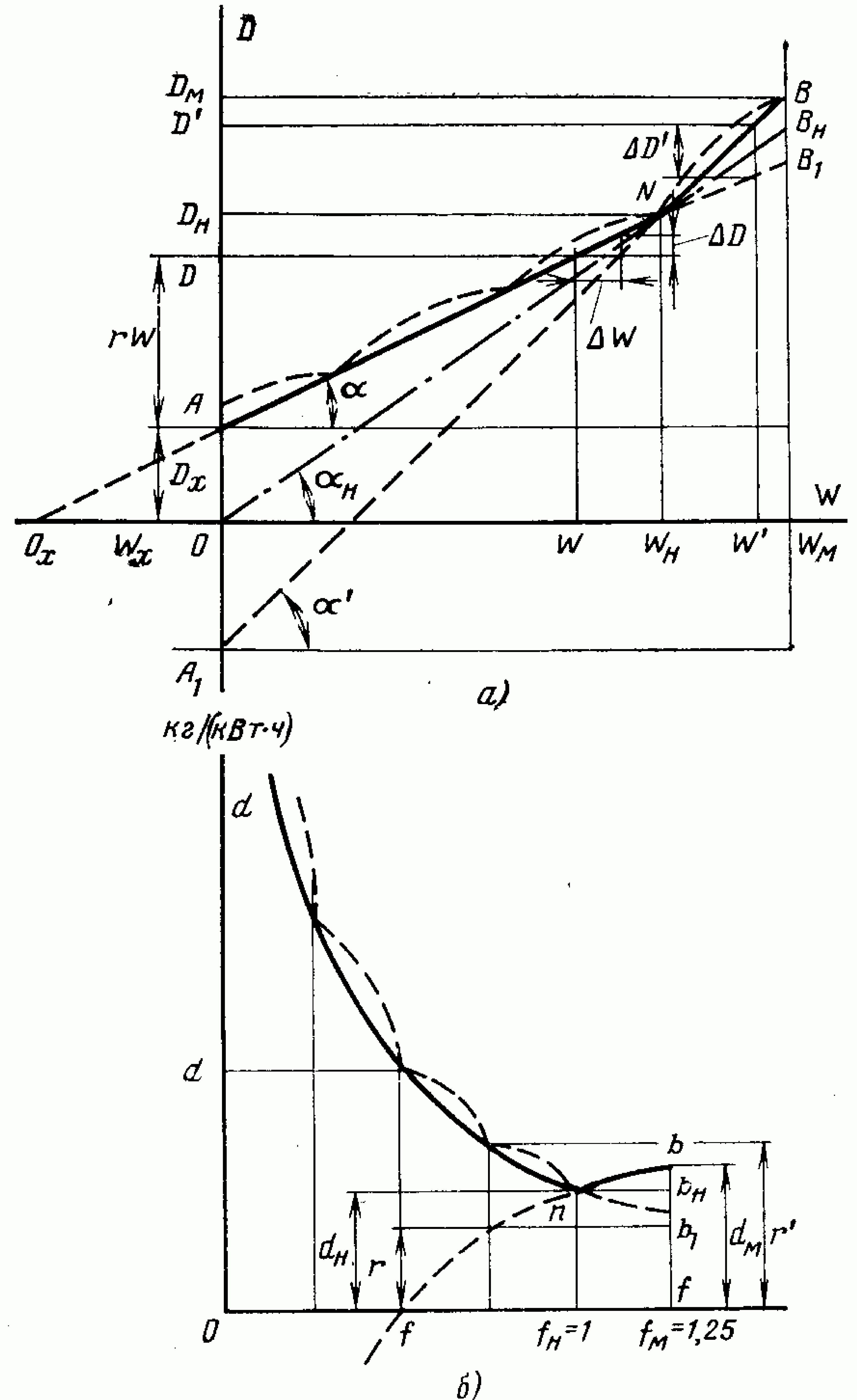


Рис. 11-1. Паровая характеристика конденсационного турбоагрегата: зависимость часового (*а*) $D=D_0$ и удельного (*б*) расхода пара $d=d_0$ от электрической мощности $W=W_э$ и коэффициента нагрузки f.

Наклонная прямая $D_0=f(W_э)$ пересекает ось абсцисс в точке $D_0=0$, для которой

$$W_э=W_x=-\frac{D_x}{r}=-\frac{xD_н}{(1-x)d_н}=-\frac{x}{1-x}W_н, \qquad (11\text{-}7)$$

где W_x — мощность, потребляемая при холостом ходе турбоагрегата, при полном числе оборотов (условная величина мощности холостого хода), кВт.

Удельный расход пара d_0, кг/(кВт·ч), зависит от мощности турбоагрегата следующим образом:

$$d_0=\frac{D_0}{W_э}=\frac{D_x+rW_э}{W_э}=\frac{D_x}{W_э}+r. \qquad (11\text{-}8)$$

Таким образом, удельный расход пара составляется из постоянной (в данном интервале нагрузок) величины удельного прироста и переменной величины, обратно пропорцио-

нальной нагрузке, обусловленной холостым расходом D_x.

Заменяя в уравнении (11-8) $D_x = xD_н = xd_н W_н$ и $r = d_н(1-x)$ и вводя коэффициент нагрузки турбоагрегата

$$f = \frac{W_э}{W_н}, \qquad (11\text{-}9)$$

уравнение (11-8) приводим к виду

$$d_0 = d_н\left(\frac{x}{f} + 1 - x\right). \qquad (11\text{-}10)$$

Удельный расход пара d_0 в зависимости от $W_э$ (или f) изменяется по гиперболе, стремясь к $d_0 = \infty$ при $W_э = 0$ $(f=0)$ и к $d_0 = r = d_н(1-x)$ при $W_э = \infty\,(f=\infty)$.

При значении $W_э = W_н$ удельный расход пара имеет минимальное значение $d_0 = d_н > r$ (рис. 11-1,*б*).

Таким образом, *тепловая экономичность турбоагрегата,* характеризуемая в первом приближении удельным расходом пара, *ухудшается со снижением нагрузки,* в особенности резко изменяясь при малых нагрузках.

Причиной быстрого ухудшения экономичности турбоагрегата со снижением нагрузки относительно нормальной являются потери холостого хода D_x, принимаемые постоянными.

Действительно, в идеальном турбоагрегате без каких-либо потерь трения и прочих $D_x = 0$; $x=0$ и $D_0 = rW_э$; $d_0 = d_н = D_0/W_э = r$, т. е. расход пара прямо пропорционален мощности — характеристика проходит через начало координат (рис. 11-1,*а*) и удельный расход пара постоянный — величины d_0, $d_н$ и r совпадают (рис. 11-1,*б*).

Таким образом, относительно малый расход на холостой ход турбоагрегата существенно влияет на вид зависимости удельных показателей экономичности при пониженных нагрузках.

Нормальная (экономическая) мощность $W_н$ может быть меньше или равна максимально длительной (номинальной) мощности турбоагрегата $W_м$

$$W_н \leqslant W_м;\ W_м = f_м W_н,$$

причем $f_м = 1{,}0 \div 1{,}25$, т. е. экономическая мощность турбоагрегата может составлять 0,8—1,0 его полной максимально длительной (номинальной) мощности.

Турбоагрегат должен развивать максимально длительную мощность $W_м$ в течение длительного времени (тысячи часов) в промежутках между очередными плановыми ремонтами, без ущерба для механической прочности машины, и с к. п. д., близким к экономическому. Такая мощность, называемая номинальной, указывается в техническом паспорте и на табличке, содержащей основную характеристику и наименование турбоагрегата.

Новые крупные и экономичные турбоагрегаты предназначаются для длительной работы с возможно полной нагрузкой. Поэтому для них выбирают отношение $W_н : W_м$ равным 0,8—1,0. С течением времени появляются все более крупные и экономичные машины, и ранее изготовленные загружаются в меньшей мере, из базовых они переходят через 10—15 лет в полубазовые, а затем могут перейти в категорию полупиковых и даже пиковых агрегатов.

У турбоагрегатов, специально создаваемых для переменных полубазовых или полупиковых нагрузок, отношение $W_н : W_м$ должно быть меньше указанного в зависимости от вида графика нагрузки.

В первом приближении нормальной мощности соответствует минимальный удельный расход пара (точнее — удельный расход тепла, см. дальше тепловые характеристики). Следовательно, по мере повышения нагрузки сверх нормальной (вплоть до максимально длительной) часовой и удельный расходы пара возрастают. Если бы удельный расход пара сохранялся неизменным, равным его значению при нормальной нагрузке, прямая линия расхода пара D_0 проходила бы через точку, отвечающую $D_0 = D_н$ и через начало координат (прямая $NB_н$). В действительности она будет идти при $W_э > W_н$ выше линии $NB_н$ (см. отрезок прямой NB на рис. 11-1,*а*). Условное продолжение прямой NB в области нагрузок $W_э < W_н$ пересечет ось ординат ниже точки начала координат при отрицательном значении ординаты, равной D'_x.

Уравнение отрезка прямой NB в области $W_н < W_э < W_м$ удобно написать, рассматривая его ординаты как сумму ординат прямой NB_1, являющейся продолжением основной характеристики расхода пара D_xN, и разности ординат прямых NB и NB_1, т. е. дополнительного расхода пара $\Delta D = (r'-r)(W'-W_н)$.

Таким образом,

$$D'_0 = D_0 + \Delta D = D_x + rW'_э + (r'-r)(W'_э - W_н), \qquad (11\text{-}11)$$

где $D'_0 > D_н$ — расход пара и $r' > r$ — удельный прирост расхода пара — для мощности $W'_э > W_н$.

Формулу (11-11) можно рассматривать как уравнение обобщающей характеристики конденсационного турбоагрегата, имеющей вид ломаной прямой, если учесть, что в области нагрузок $W'_э < W_н$ удельный прирост $r' = r$ и

следовательно, $\Delta D=0$; $D'_0=D$ и $W'_э=W_э$, т. е. в этой области $D_0=D_x+rW_э$.

Преобразуя формулу (11-11), получим, кг/ч:

$$D'_0=D_x-(r'-r)W_н+r'W'_э,$$

или

$$D'_0=-[(r'-r)W_н-D_x]+r'W'_э=$$
$$=-D'_x+r'W'_э; \qquad (11\text{-}12)$$

здесь D'_x — отрезок, отсекаемый условной характеристикой на отрицательной оси ординат

$$D'_x=(r'-r)W_н-xd_нW_н=$$
$$=[(r'-r)-xd_н]W_н=(r'-d_н)W_н,$$

причем $r=(1-x)d_н$, а $r'>d_н$, так как прямая NB (с угловым коэффициентом r') проходит выше прямой $ONB_н$ (с угловым коэффициентом $d_н$).

Удельный расход пара при нагрузках $W_м>W'_э>W_н$, кг/(кВт·ч),

$$d'_0=\frac{D'_0}{W'_э}=-\frac{D'_x}{W'_э}+r' \qquad (11\text{-}13)$$

изменяется по гиперболе, стремящейся асимптотически к $d'_0=-\infty$ при $W'_э=0$ и $d'_0=r'$ при $W'_э=+\infty$ (см. рис. 11-1,*б*).

Тепловая характеристика

Расход пара и паровая характеристика служат мерой тепловой экономичности турбоустановки в первом приближении. Однако паровая характеристика — основа *тепловой характеристики турбоустановки.*

Расход тепла на конденсационную турбоустановку, кДж/ч,

$$Q_{ту}=D_0Q_0, \qquad (11\text{-}14)$$

где D_0 — расход пара на турбину, кг/ч; $Q_0=i_0-i_{п.в}$ — расход тепла на 1 кг пара (без промежуточного перегрева), кДж/кг; $Q_0=i_0-i_{п.в}+\alpha_{пп}q_{пп}$ — то же с промежуточным перегревом пара; i_0 и $i_{п.в}$ — энтальпии пара перед турбиной и питательной воды, кДж/кг; $q_{пп}$ — тепло промежуточного перегрева пара, кДж/кг; $\alpha_{пп}$ — доля пара, проходящего через промежуточный перегреватель.

В соответствии с формулой (11-5)

$$D_0=D_x+rW_э,$$

и, следовательно,

$$Q_{ту}=D_xQ_0+rQ_0W_э.$$

Обозначая соответственно, кДж/ч и кДж/(кВт·ч)

$$D_xQ_0=Q_x \text{ и } rQ_0=r_Q,$$

получаем:

$$Q_{ту}=Q_x+r_QW_э, \qquad (11\text{-}15)$$

т. е. выражение расхода тепла на турбоустановку в зависимости от электрической мощности $W_э$.

Величины Q_x, кДж/ч, и r_Q, кДж/(кВт·ч), означают соответственно расход тепла на холостой ход турбины и удельный прирост расхода тепла.

При регенеративном подогреве конденсата турбин расходы пара часовой и удельный выражаются формулами

$$D_0=\frac{D_{к0}}{1-\Sigma\alpha_r y_r}=\beta_r D_{к0}$$

и

$$d_0=\frac{d_{к0}}{1-\Sigma\alpha_r y_r}=\beta_r d_{к0},$$

где α_r и y_r — доли регенеративных отборов и их коэффициенты недовыработки; $\beta_r=1/(1-\Sigma\alpha_r y_r)$ — коэффициент увеличения расхода свежего пара из-за отборов; индекс «к0» означает конденсационный режим без регенеративных отборов.

Принципиальный вид паровой и тепловой характеристики конденсационной турбоустановки при учете регенеративного подогрева конденсата сохраняется.

С изменением нагрузки турбины давление пара в регенеративных отборах изменяется примерно прямо пропорционально расходу пара или мощности турбины; в соответствии с давлением и температурой насыщения пара в отборах изменяются и температуры подогрева и энтальпия питательной воды (рис. 11-2).

Таким образом, Q_0 зависит от нагрузки $W_э$, однако общая зависимость расхода тепла на турбоустановку $Q_{ту}$ от нагрузки $W_э$ может быть принята приближенно также прямолинейной в области (зоне) $W_э\leqslant W_н$.

С учетом повышенных нагрузок $W'_э>W_н$ *обобщенная тепловая характеристика,* аналогично обобщенной *паровой характеристике,* выражается, кДж/ч, формулой

$$Q_{ту}=Q_x+r_QW'_э+(r'_Q-r_Q)(W'_э-W_н), \qquad (11\text{-}16)$$

где $r'_Q>r_Q$ — удельный прирост расхода тепла при нагрузках $W'_э>W_н$, кДж/(кВт·ч).

Мерой тепловой экономичности турбоустановки служит наряду с к. п. д. удельный расход тепла, для нагрузок $W_э\leqslant W_н$ равный, кДж/(кВт·ч):

$$q_{ту}=\frac{Q_{ту}}{W_э}=\frac{Q_x}{W_э}+r_Q; \qquad (11\text{-}17)$$

величина $q_{ту}$ изменяется, как и удельный расход пара d, по гиперболе, приближаясь асимптотически к $+\infty$ при $W_э=0$ и к удельному приросту тепла r_Q при $W_э=\infty$. Наименьшее

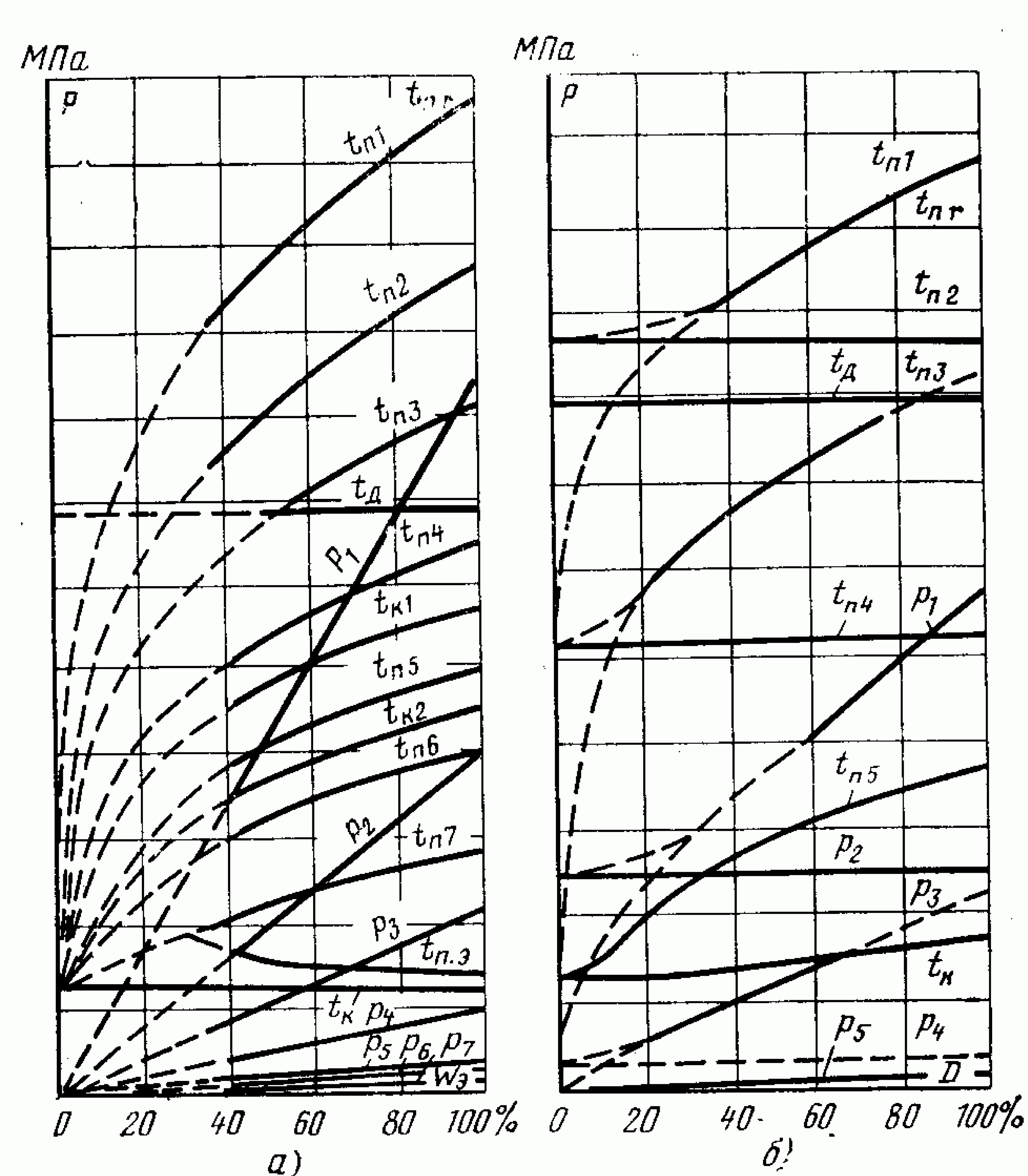


Рис. 11-2. Зависимость давления пара в регенеративных отборах p и температуры подогретой воды t от электрической мощности конденсационного турбоагрегата (a) и расхода пара на теплофикационную турбину типа ПТ ($б$).

значение удельного расхода тепла определяет экономическую мощность турбоагрегата $W_{нQ} \geqslant W_н$, где $W_н$ отвечает минимуму удельного расхода пара. Возможное увеличение экономической мощности $W_{нQ}$ по сравнению с $W_н$ обусловливается повышением энтальпии питательной воды $i_{п.в}$ с нагрузкой. Теоретически $q_{ту}$ при $W'_э > W_{нQ}$ изображается отрезком гиперболы, обращенной выпуклостью вверх.

Приведенные на рис. 11-1 паровые характеристики близки к характеристикам турбин с дроссельным регулированием в сочетании с байпасным (обводным) регулированием при больших нагрузках.

При наиболее часто применяемом сопловом парораспределении (регулировании) при мощностях, соответствующих полному открытию части клапанов, характеристики имеют излом, и вся характеристика принимает волнообразный вид (см. штриховую линию на рис. 11-1). Расходы пара и тепла после точек излома вначале быстро возрастают из-за потерь дросселирования при открытии очередного клапана; затем, по мере его открытия, потери дросселирования снижаются и рост расходов пара и тепла замедляется.

При сопловом парораспределении расходную характеристику изображают приближенно ломаной прямой, с точками излома при нагрузках, отвечающих полному открытию первого, второго, третьего и т. д. регулирующих клапанов.

Обозначим: мощность и расходы пара, отвечающие точкам излома W_I, W_{II}, W_{III} и D_I, D_{II}, D_{III}; угловые коэффициенты (удельные приросты расходов пара), текущие значения нагрузки (мощности) и расходов пара до полного открытия первого, второго, третьего и четвертого регулирующих клапанов:

$$r,\ r',\ r'',\ r''';$$

$$W,\ W',\ W'',\ W''';$$

$$D,\ D',\ D'',\ D'''.$$

Тогда выражения расходов пара на турбину в указанных зонах удобно записать в виде

Зона I: $D = D_x + rW$;

Зона II: $D' = D_I + r'(W' - W_I)$;

Зона III: $D'' = D_{II} + r''(W'' - W_{II})$;

Зона IV: $D''' = D_{III} + r'''(W''' - W_{III})$.

Кривая зависимости удельного расхода пара состоит из отрезков гипербол между точками излома. Тепловая характеристика также имеет точки излома. На ее протекание оказывает влияние изменение температуры питательной воды с нагрузкой, однако вид ее аналогичен виду паровой характеристики.

В качестве примера реальных характеристик конденсационной турбоустановки на рис. 11-3 показаны графики изменения расходов пара D_0 и тепла $Q_{ту}$, а также удельного расхода тепла $q_{ту}$ в зависимости от нагрузки турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ в пределах от 110 до 210 МВт. Эти графики получены ВТИ на основании проведенного испытания головного образца турбоагрегата. По данным испы-

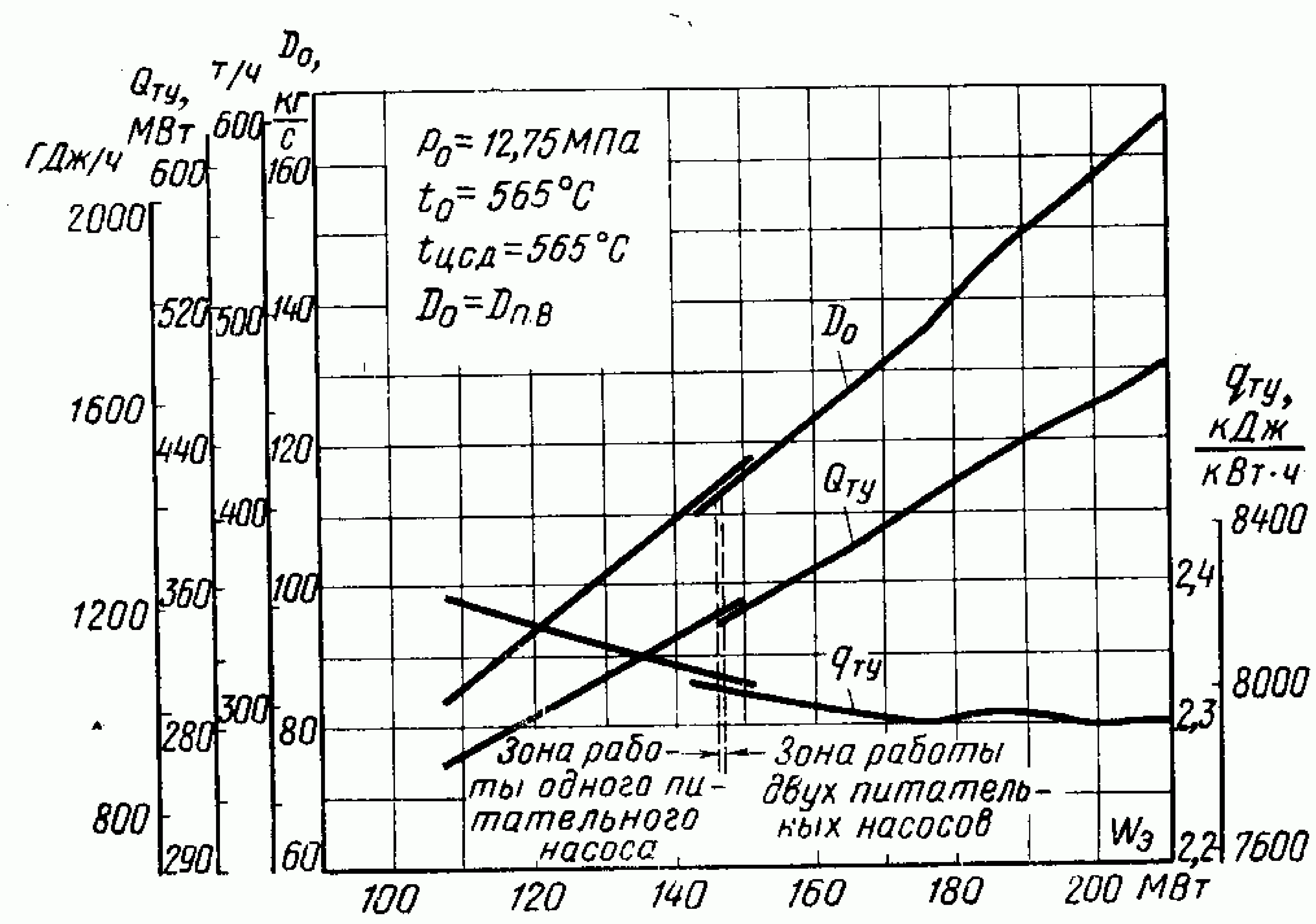


Рис. 11-3. Паровая и тепловые характеристики турбоустановки К-200-130 по данным испытаний.

таний к. п. д. ЦВД и ЦСД на 2—4% выше расчетного, а к. п. д. ЦНД примерно на 9% ниже расчетного. Последующая модернизация турбины способствовала повышению к. п. д. ЦНД. В значительной области нагрузок примерно от 170 до 210 МВт удельный расход тепла почти постоянный. Некоторое увеличение удельного расхода тепла при нагрузках 180—195 МВт обусловливается неполным открытием третьего регулирующего клапана. По гарантиям завода, основанным на испытаниях нескольких турбин этого типа, удельные расходы тепла при нагрузках 200, 175 и 150 МВт, равны соответственно 8100, 8120 и 8200 кДж/(кВт·ч).

Энергетическая характеристика турбоустановки К-300-240 ЛМЗ получена по данным испытаний, проведенных ОРГРЭС. При максимальном расходе пара 960 т/ч мощность турбоагрегата достигает 312 МВт; при давлении пара в камере регулирующей ступени около 18 МПа и расходе пара 940 т/ч она составляет 308 МВт. Номинальная мощность 300 МВт может быть получена при дополнительных отборах пара на подогрев воздуха до 30 т/ч и на сетевой подогреватель около 20 т/ч (около 46 ГДж/ч).

Номинальные параметры перед турбиной: свежего пара 23,6 МПа, 560°С, пара промперегрева 3,54 МПа, 565°С; расчетный расход охлаждающей воды равен 10 м³/с при температуре ее 12°С.

В состав турбоустановки входят конденсатор типа 300 КЦС-1 площадью поверхности 15 400 м², главный питательный насос ЛМЗ типа СВПТ-340-1000 с приводной турбиной КТЗ типа ОР-12П.

При нагрузках, близких к номинальной, внутренний относительный к. п. д. ЦВД равен 82—83%, ЦСД 90,6% (по состоянию пара перед стопорными или отсечными клапанами).

При нагрузках 200—300 МВт к. п. д. электрогенератора по гарантиям (при $\cos\varphi=0{,}85$) равен примерно 98,8, по испытаниям (при $\cos\varphi=0{,}90\div0{,}95$) примерно 99,0%.

Расход тепла на турбоагрегат, ГДж/ч, при нагрузках 200—300 МВт ОРГРЭС рекомендует определять по выражению

$$Q_{ту}\approx 117{,}0+7{,}70W_э+0{,}526(W_э-290);$$

при работе одного корпуса парогенератора и нагрузках 120—145 МВт, ГДж/ч, по выражению

$$Q_{ту}\approx 148{,}0+7{,}25W_э.$$

Удельный расход тепла при нагрузках 200—300 МВт составляет:

$W_э$, МВт	200	250	300
Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч):			
по испытаниям	8040	7910	7845
по гарантиям	7925	7800	7690

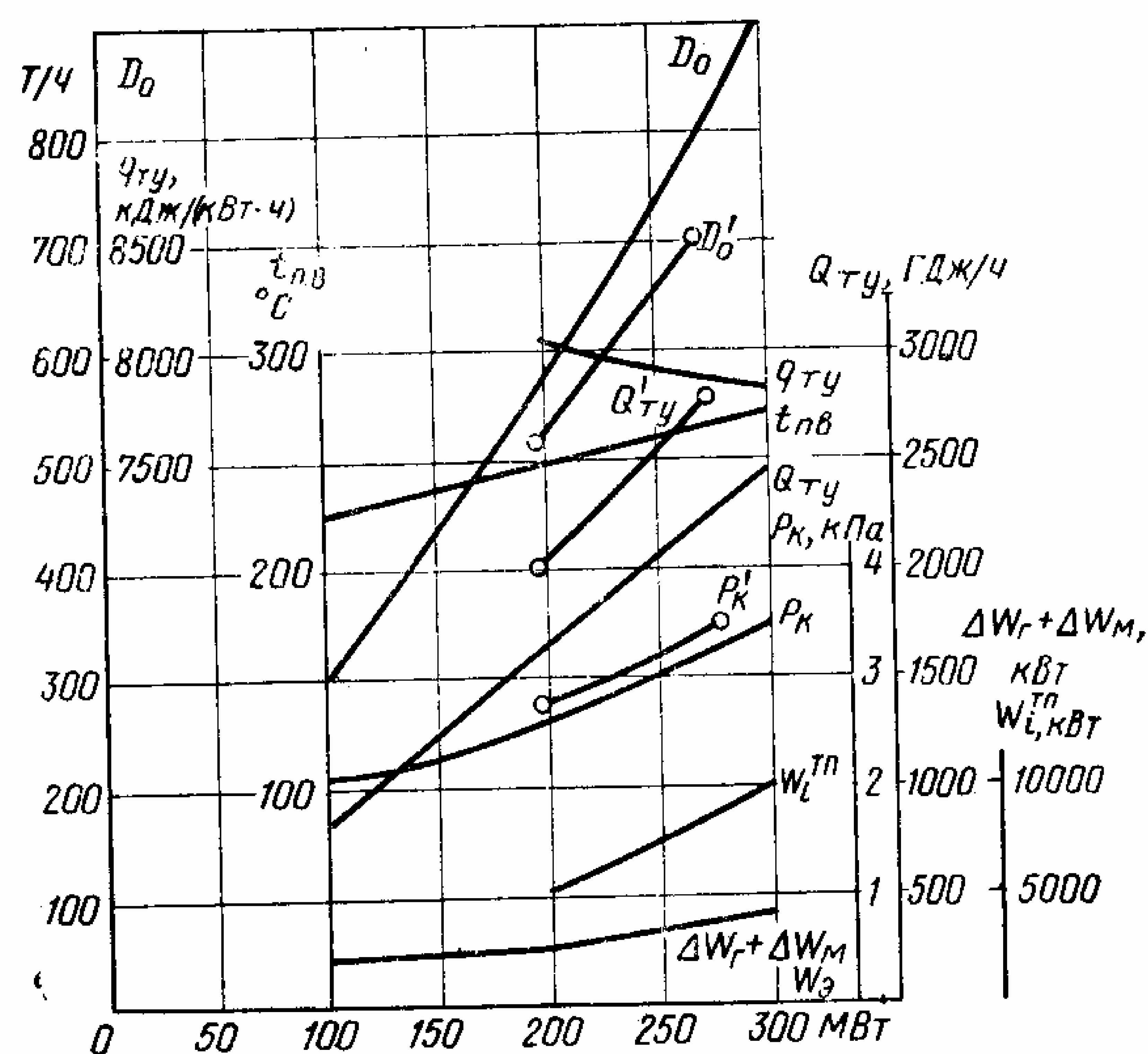


Рис. 11-4. Зависимость показателей турбоустановки К-300-240 от нагрузки.

——— — ПВД включены; о———о — ПВД выключены.

Перерасход тепла после приведения к номинальным условиям не превышает 1%.

Перерасход тепла из-за отключения ПВД при нагрузках 250—270 МВт достигает примерно 5%.

На рис. 11-4 показано изменение основных показателей турбоустановки в зависимости от нагрузки.

11-2. ЗАВИСИМОСТЬ К. П. Д. ОБОРУДОВАНИЯ И ЭНЕРГОБЛОКА ОТ НАГРУЗКИ

Коэффициент полезного действия турбоустановки

Коэффициент полезного действия турбоустановки $\eta_{ту}$ выражается произведением нескольких к. п. д.:

$$\eta_{ту}=\eta_t\eta_{oi}\eta_м\eta_г=\eta_i\eta_м\eta_г=\eta_t\eta_{о.э},$$

где η_t — термический к. п. д. цикла; η_{oi} и $\eta_{о.э}=\eta_{oi}\eta_м\eta_г$ — относительные к. п. д. — внутренний турбины и электрический турбоагрегата; $\eta_м$ и $\eta_г$ — механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора.

При неизменных значениях начальных параметров пара и конечного давления термический к. п. д. цикла η_t можно считать постоянной величиной.

Воспользуемся выражением удельного расхода пара на турбину, кг/(кВт·ч).

$$d=\frac{3600}{H_а\eta_{о.э}}=d_н\left(\frac{x}{f}+1-x\right),$$

из которого

$$\eta_{о.э} = \frac{3600}{H_a d} = \frac{3600}{H_a d_н \left(\frac{x}{f} + 1 - x\right)} = \frac{\eta^н_{о.э}}{\frac{x}{f} + 1 - x}, \quad (11\text{-}18)$$

где $\eta^н_{о.э} = 3600/H_a d_н$ — относительный электрический к. п. д. турбоагрегата при нормальной (экономической) нагрузке.

Коэффициент полезного действия электрического генератора

$$\eta_г = \frac{W_э}{W_e} = \frac{W_э}{W_э + W_г} = \frac{1}{1 + \frac{W_г}{W_э}},$$

где W_e — эффективная мощность турбины, кВт; $W_г$ — потери мощности электрического генератора, зависящие от нагрузки, кВт.

Механический к. п. д. турбины

$$\eta_м = \frac{W_e}{W_i} = \frac{W_э + W_г}{W_э + W_г + W_м} = \frac{1}{1 + \frac{W_м}{W_э + W_г}},$$

где $W_м$ — механические потери турбины, кВт, которые можно приближенно принять постоянными.

С учетом выражений $W_э + W_г = W_э/\eta_г$ и $W_э = fW_н$, где f — коэффициент нагрузки, получим:

$$\eta_м = \frac{1}{1 + \frac{W_м}{fW_н}\eta_г}.$$

Механический к. п. д. при нормальной нагрузке $W_н$, когда $f = 1$,

$$\eta^н_м = \frac{1}{1 + \frac{W_м}{W_н}\eta^н_г},$$

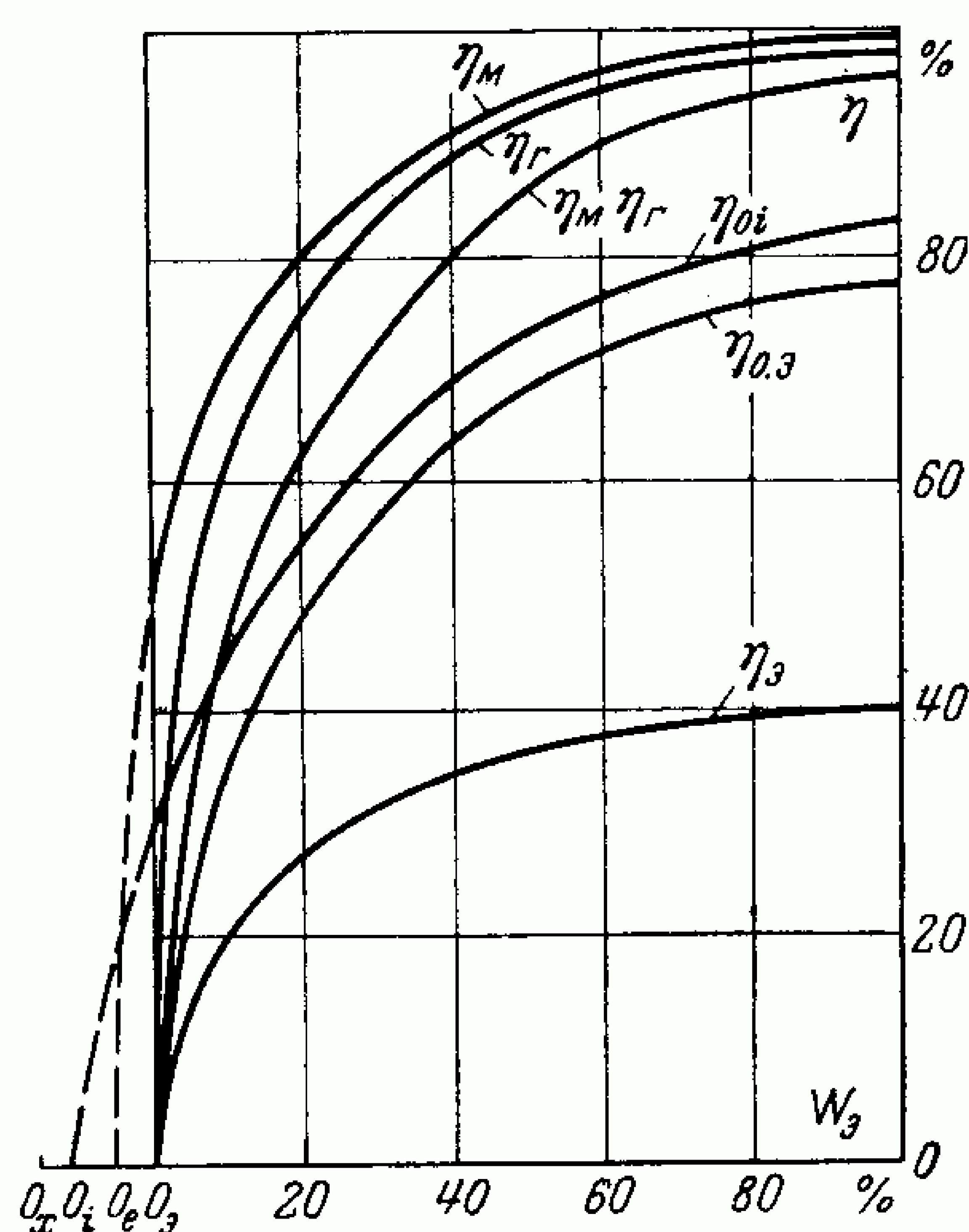


Рис. 11-5. Зависимость к. п. д. конденсационной турбоустановки и его составляющих от нагрузки ($\eta_э = \eta_{ту}$).

отсюда

$$\frac{W_м}{W_н} = \frac{1 - \eta^н_м}{\eta^н_м \eta^н_г} = \frac{1}{\eta^н_г}\left(\frac{1}{\eta^н_м} - 1\right).$$

Электромеханический к. п. д.

$$\eta_{эм} = \eta_м \eta_г = \frac{1}{\frac{1}{\eta_г} + \frac{W_м}{fW_н}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_г} + \frac{1}{f\eta^н_г}\left(\frac{1}{\eta^н_м} - 1\right)}$$

Зная зависимость к. п. д. электрического генератора $\eta_г$ от нагрузки, можно определить также изменение электромеханического к. п. д. турбины с изменением нагрузки (рис. 11-5).

Внутренний относительный к. п. д. турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{о.э}}{\eta_м \eta_г},$$

следовательно, с учетом предыдущих формул

$$\eta_{oi} = \frac{\eta^н_{о.э}\left[\frac{1}{\eta_г} + \frac{1}{f\eta^н_г}\left(\frac{1}{\eta^н_м} - 1\right)\right]}{\frac{x}{f} + 1 - x}, \quad (11\text{-}19)$$

где

$$\eta^н_{о.э} = \frac{3600}{H_a d_н} \quad \text{и} \quad x = \frac{D_x}{D_н}.$$

Величины η_{oi} и $\eta_м$, в отличие от $\eta_г$ и $\eta_{о.э}$, при холостом ходе, когда $W_э = 0$, имеют положительные значения, что вытекает из смысла этих к. п. д.

Механический $\eta_м$ и относительный эффективный к. п. д. турбины η_{oe} равны нулю, когда эффективная мощность турбины нуль, т. е. когда мощность, развиваемая паром в турбине, расходуется на ее внутренние и механические потери (точка 0_e на рис. 11-5).

Внутренний относительный к. п. д. турбины η_{oi} равен нулю, когда мощность, развиваемая паром в турбине, расходуется целиком на внутренние потери парового потока (точка 0_i на рис. 11-5).

Зная закономерности изменения к. п. д. $\eta_г$, $\eta_м$ и η_{oi} [или к. п. д. $\eta_{о.э}$ по формуле (11-12)] в зависимости от нагрузки, можно определить также зависимость абсолютного электрического к. п. д. турбоустановки $\eta_{ту}$ от нагрузки (рис. 11-5)

$$\eta_{ту} = \eta_t \eta_{oi} \eta_м \eta_г = \eta_t \eta_{о.э}.$$

Полученные выражения характеризуют закономерности изменения к. п. д. турбоустановки в зависимости от электрической нагрузки и могут быть использованы в ориентировочных тепловых и технико-экономических расчетах.

Графики к. п. д. на рис. 11-5 построены для турбоустановки, нормальная мощность которой совпадает с номинальной;

$$W_н = W_м; \; f_м = 1.$$

Коэффициент полезного действия парогенератора

Зависимость к. п. д. парогенератора от нагрузки определяется соответствующими изменениями потерь тепла. Основные потери тепла q_2 — с физическим теплом уходящих газов — возрастает с увеличением нагрузки (рис. 11-6). Потери от механического и химического недожога q_3+q_4 имеют обычно наименьшее значение при нагрузке, меньшей номинальной (максимальной). При нулевой нагрузке парогенератора ($D_{пг}=0$; $Q_{пг}=0$) его к. п. д. $\eta_{пг}=Q_{пг}/Q_c$ равен нулю. Основная потеря при этом — от рассеяния тепла в окружающую среду q_5.

Коэффициент полезного действия парогенератора характеризуется кривой, выходящей из нуля координат; к. п. д. возрастает до максимума при экономической нагрузке ниже максимальной и затем несколько снижается (рис. 11-6).

Расход тепла на парогенератор

$$Q_c=\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}; \qquad (11\text{-}20)$$

общая потеря тепла в нем

$$Q_{пг}^{пот}=Q_c-Q_{пг}=Q_{пг}\left(\frac{1}{\eta_{пг}}-1\right).$$

Если известна зависимость к. п. д. $\eta_{пг}$ от нагрузки, можно, пользуясь формулой (11-20), построить *энергетическую (тепловую) характеристику парогенератора*, определяемую также выражением

$$Q_c=Q_{пг}+Q_{пг}^{пот}.$$

На диаграмме $Q_c=f(Q_{пг})$ наносят также прямую $Q_{пг}$, ординаты которой равны абсциссам (если масштабы по горизонтали и вертикали одинаковы); затем строят энергетическую

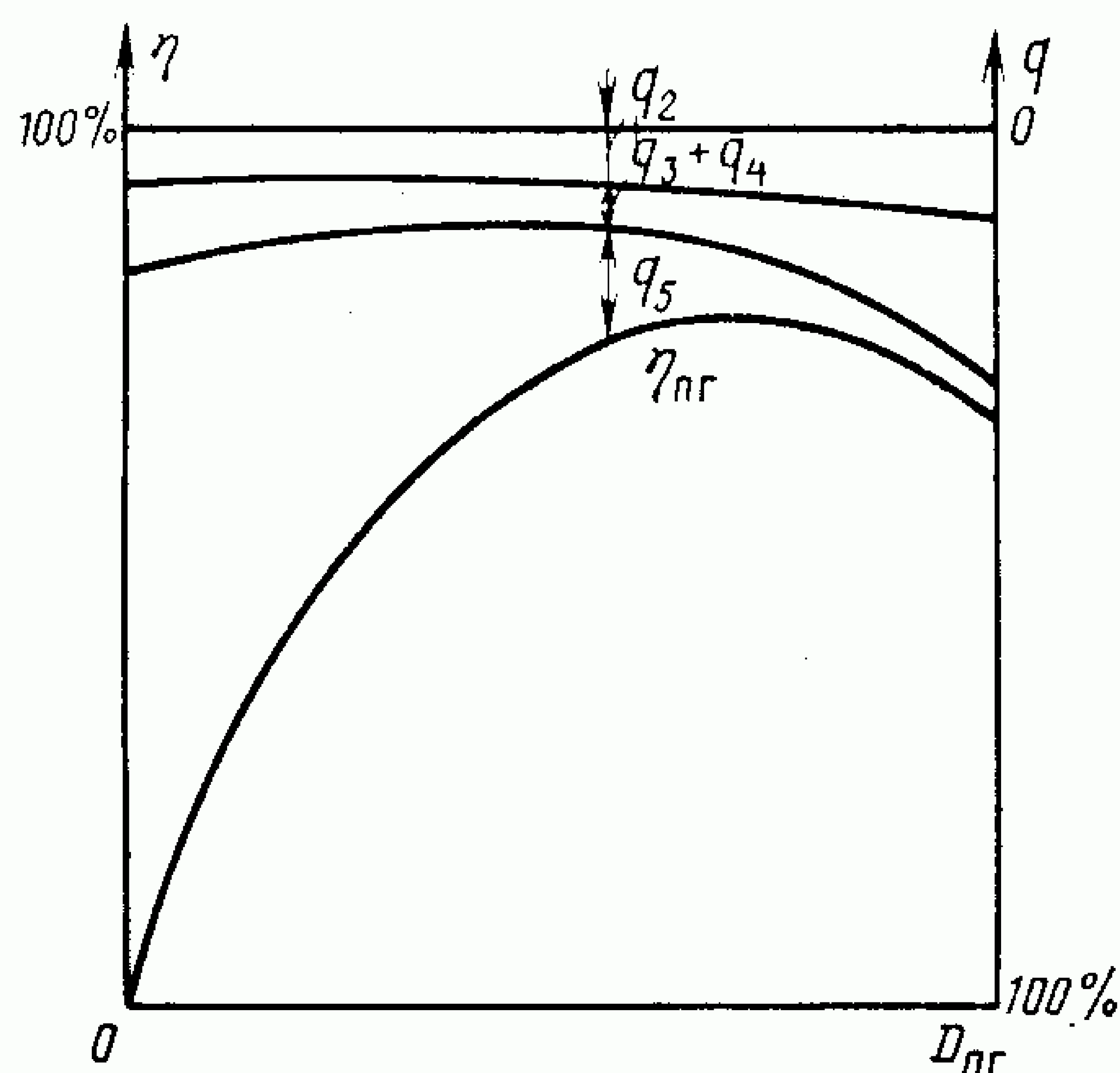


Рис. 11-6. Зависимость потерь тепла и к. п. д. парогенератора от нагрузки.

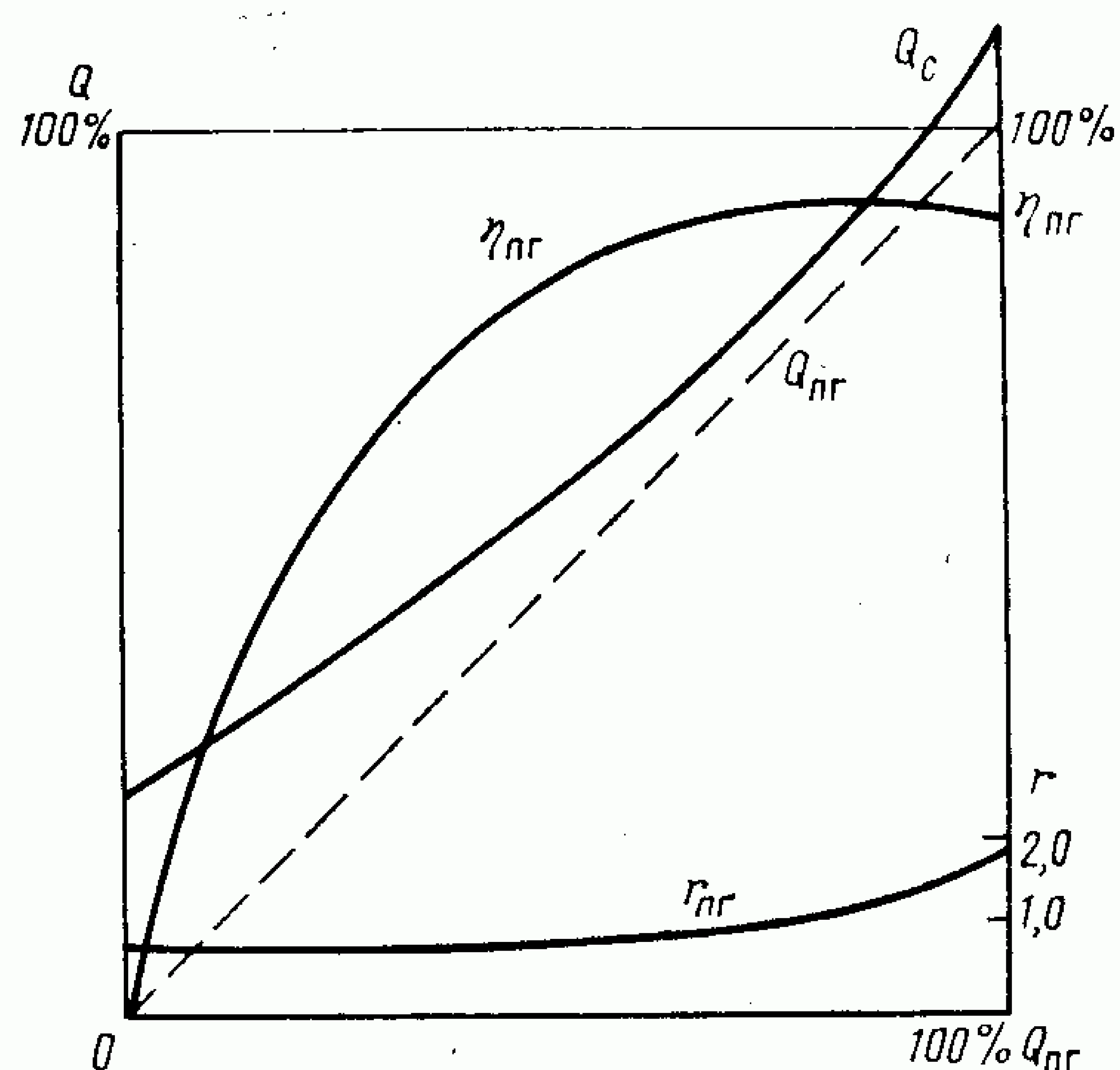


Рис. 11-7. Энергетическая характеристика парогенератора.

$Q_{пг}$ — тепловая нагрузка парогенератора; Q_c — расход тепла на парогенератор; $\eta_{пг}$ и r — к. п. д. парогенератора и относительный прирост расхода тепла.

(тепловую) характеристику парогенератора, имеющую вид кривой, обращенной выпуклостью вниз (рис. 11-7).

На примере энергетической характеристики парогенератора можно ввести общее определение относительного прироста расхода тепла на установку (агрегат), как производной расхода тепла по нагрузке:

$$r_{пг}=\frac{dQ_c}{dQ_{пг}}. \qquad (11\text{-}21)$$

С учетом выражения $Q_c=Q_{пг}/\eta_{пг}$ и имея в виду зависимость $\eta_{пг}=f(Q_{пг})$, напишем:

$$r_{пг}=\frac{d\left(\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}\right)}{dQ_{пг}}=\frac{1}{\eta^2_{пг}}\left(\eta_{пг}-Q_{пг}\frac{d\eta_{пг}}{dQ_{пг}}\right)=$$

$$=\frac{1}{\eta_{пг}}\left(1-\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}\,\frac{d\eta_{пг}}{dQ_{пг}}\right). \qquad (11\text{-}21a)$$

При максимуме к. п. д. парогенератора $d\eta_{пг}/dQ_{пг}=0$ и $r_{пг}=1/\eta_{пг}$.

Характеристику парогенератора можно выразить зависимостью расхода топлива (условного) $B^у$ от тепловой (или паровой) нагрузки парогенератора $Q_{пг}$ или $D_{пг}$, т. е. в виде

$$B^у=f(Q_{пг}) \text{ или } B^у=f(D_{пг}).$$

В первом случае удельный прирост расхода топлива, кг/кДж,

$$r_{BQ}=\frac{dB^у}{dQ_{пг}}=\frac{1}{Q^р_{н.у}}\,\frac{dQ_c}{dQ_{пг}}=\frac{1}{Q^р_{н.у}}\,r_{пг}.$$

Во втором случае этот показатель, кг/кг, $r_{BD}=dB^у/dD_{пг}$, причем $D_{пг}/B^у=u^у$, где $u^у$ — испарительность условного топлива, которая

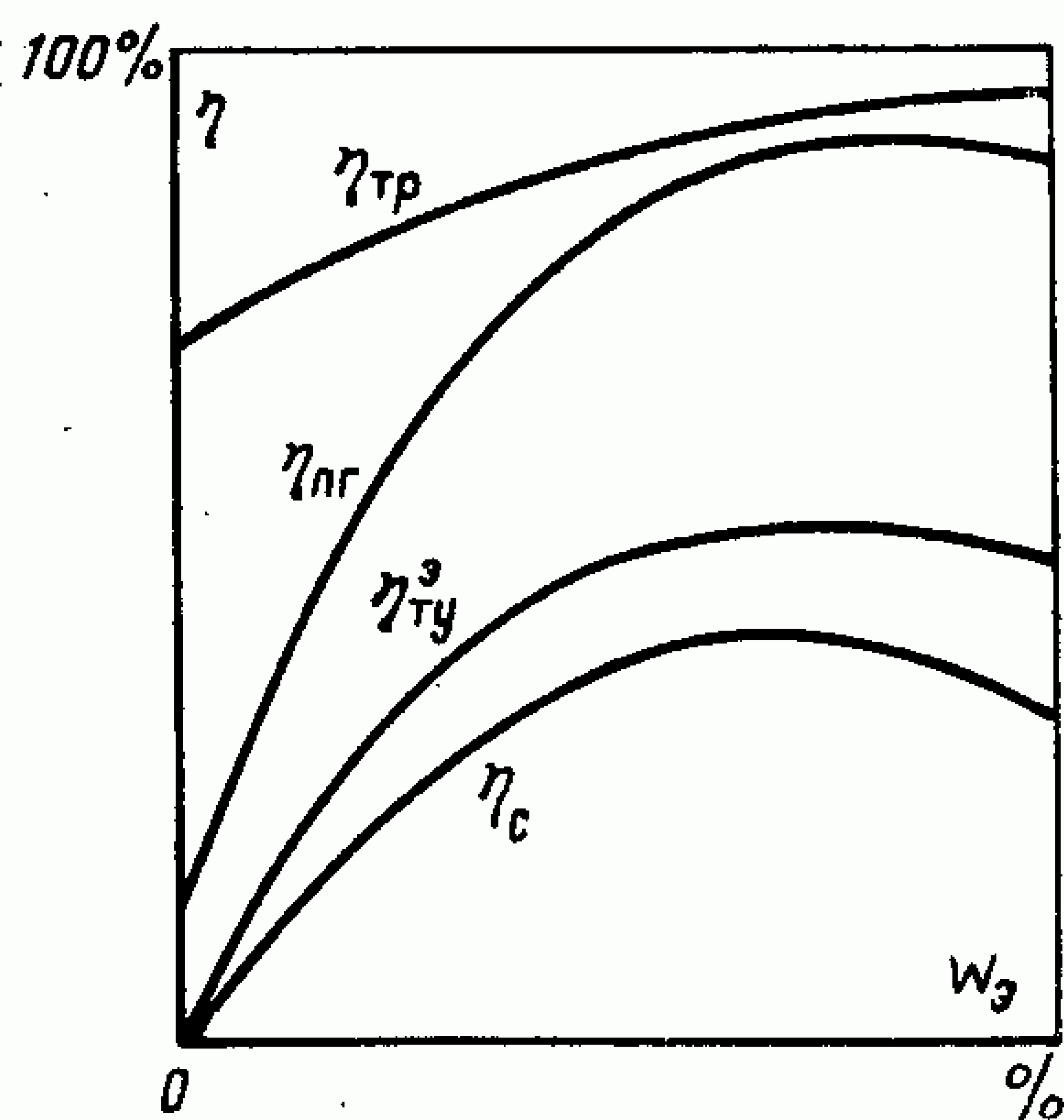


Рис. 11-8. Зависимость электрического к. п. д. конденсационной турбоустановки $\eta^{э}_{ту}$, к. п. д. транспорта тепла $\eta_{тр}$, к. п. д. парогенератора $\eta_{пг}$ и к. п. д. энергоблока $\eta_{с}$ от нагрузки ($\eta_{ту}=\eta^{э}_{ту}$).

также зависит от $D_{пг}$. Следовательно, $B^{у}=D_{пг}/u^{у}$ и

$$r_{BD}=\frac{u_{у}-D_{пг}\dfrac{du^{у}}{dD_{пг}}}{(u^{у})^{2}}=\frac{1}{u^{у}}\left(1-\frac{D_{пг}}{u^{у}}\frac{du^{у}}{dD_{пг}}\right).$$

Коэффициент полезного действия транспорта тепла (трубопроводов)

Потерю тепла в трубопроводах электростанции $Q_{тр}$ можно приближенно считать, при неизменных значениях начальных параметров пара, величиной постоянной независимо от нагрузки $W_{э}$ и, следовательно, равной потере $Q^{м}_{тр}$ при полной (номинальной) нагрузке $W_{м}$. Коэффициент полезного действия *транспорта тепла*

$$\eta_{тр}=\frac{Q_{ту}}{Q_{пг}}=\frac{Q_{ту}}{Q_{ту}+Q_{тр}}=\frac{1}{1+\dfrac{Q^{м}_{тр}}{Q_{ту}}},$$

отсюда

$$Q_{тр}=\frac{1-\eta_{тр}}{\eta_{тр}}Q_{ту}$$

и при максимальной нагрузке

$$Q^{м}_{тр}=\frac{1-\eta^{м}_{тр}}{\eta^{м}_{тр}}Q^{м}_{ту}\approx(1-\eta^{м}_{тр})Q^{м}_{ту}.$$

При холостом ходе турбоагрегата

$$Q^{x}_{ту}=x_{Q}Q^{м}_{ту}$$

и

$$\eta^{x}_{тр}\approx\frac{1}{1+\dfrac{1-\eta^{м}_{тр}}{x_{Q}}}.$$

Если принять $\eta^{м}_{тр}=0{,}98$ и $x_{Q}=0{,}05$, получим:

$$\eta^{x}_{тр}\approx\frac{1}{1+\dfrac{0{,}02}{0{,}05}}\approx 0{,}71.$$

Зависимость к. п. д. $\eta_{тр}$ от нагрузки турбоагрегата показана на рис. 11-8.

Коэффициент полезного действия энергоблока

Зная изменения к. п. д. $\eta_{ту}$, $\eta_{тр}$ и $\eta_{пг}$ с нагрузкой, можно определить зависимость к. п. д. энергоблока

$$\eta_{с}=\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}.$$

Экономическая нагрузка парогенератора, а часто и турбоустановки, меньше максимальной; тогда и экономическая мощность (нагрузка) энергоблока меньше максимальной (рис. 11-8).

11-3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Особенность энергетических характеристик теплофикационных турбоустановок заключается в том, что расходы пара и тепла зависят не только от электрической мощности, но и от величины отборов пара и отпуска тепла.

Паровая характеристика

Расход пара на турбину с одним отбором, кг/ч, выражается следующей формулой:

$$D_{0}=D_{к0}+y_{т}D_{т}=D_{кx}+r_{к}W_{э}+y_{т}D_{т},\quad(11\text{-}22)$$

в которой $D_{к0}=D_{кx}+r_{к}W_{э}$ — расход пара при конденсационном режиме без отбора, но с тем же процессом работы пара в турбине, кг/ч; $D_{кx}$ — расход пара при холостом ходе турбины без отбора, кг/ч; $r_{к}$ — удельный прирост расхода пара при конденсационном режиме, кг/(кВт·ч); $D_{т}$ — отбор пара, кг/ч; $y_{т}$ — коэффициент недовыработки мощности паром отбора; $W_{э}$ — электрическая мощность турбоагрегата, кВт.

Принимаем, что экономическая мощность совпадает с максимальной (номинальной), т. е. что в области нагрузок вплоть до максимальной (номинальной) характеристика прямолинейная и не имеет изломов.

Основой энергетической характеристики (диаграммы режимов) турбоагрегата являются две граничные прямые, характеризующие режимы работы турбины: чисто конденсационный, когда $D_{т}=0$; $D_{0}=D_{к0}=D_{к}$, если не учитывать регенеративных отборов, и с противодавлением, когда $D_{0}=D_{т}$; $D_{к}=0$ (рис. 11-9).

Паровая характеристика конденсационного режима ($D_0=D_{к0}$) имеет вид:

$$D_0=D_{к0}=D_{кх}+r_к W_э \qquad (11\text{-}22а)$$

и определяется двумя точками: $D_0=D_м$ при номинальной мощности $W_м$ и $D_0=D_{кх}$ — при нулевой мощности (холостом ходе); на оси абсцисс характеристика отсекает отрицательный отрезок — W_x (рис. 11-9,*а* линия $D_{к0}$). Эта линия служит нижней границей диаграммы.

При работе с противодавлением, когда $D_0=D_{п0}=D_т$, из уравнения (11-22) получим:

$$D_0=D_{п0}=D_{кх}+r_к W_э+y_т D_{п0},$$

и, следовательно,

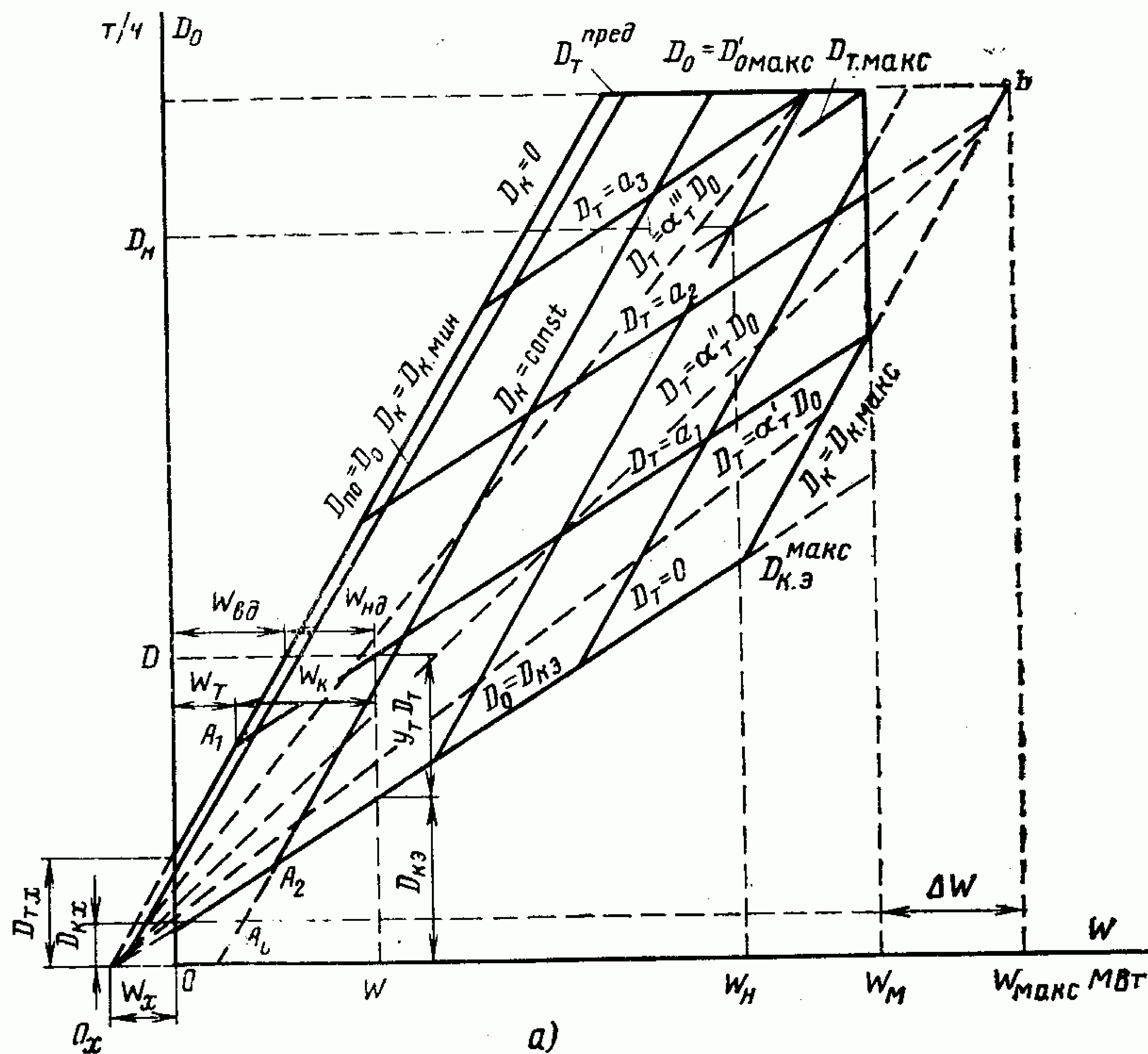
$$D_{п0}=\frac{D_{кх}}{1-y_т}+\frac{r_к}{1-y_т}W_э=D_{пх}+r_п W_э, \qquad (11\text{-}22б)$$

где $D_{пх}=D_{кх}/(1-y_т)$ — расход пара на холостой ход при режиме с противодавлением кг/ч; $r_п=r_к/(1-y_т)$ — удельный прирост расхода пара при работе с противодавлением кг/(кВт·ч).

Так как коэффициент недовыработки $y_т$ численно выражается правильной дробью $0<y_т<1$, то очевидно,

$$D_{пх}>D_{кх} \text{ и } r_п>r_к.$$

Таким образом, расход пара на холостой ход и удельный прирост расхода пара при работе с противодавлением выше, чем при конденсационном режиме в отношении $\frac{1}{1-y_т}$ (например, при



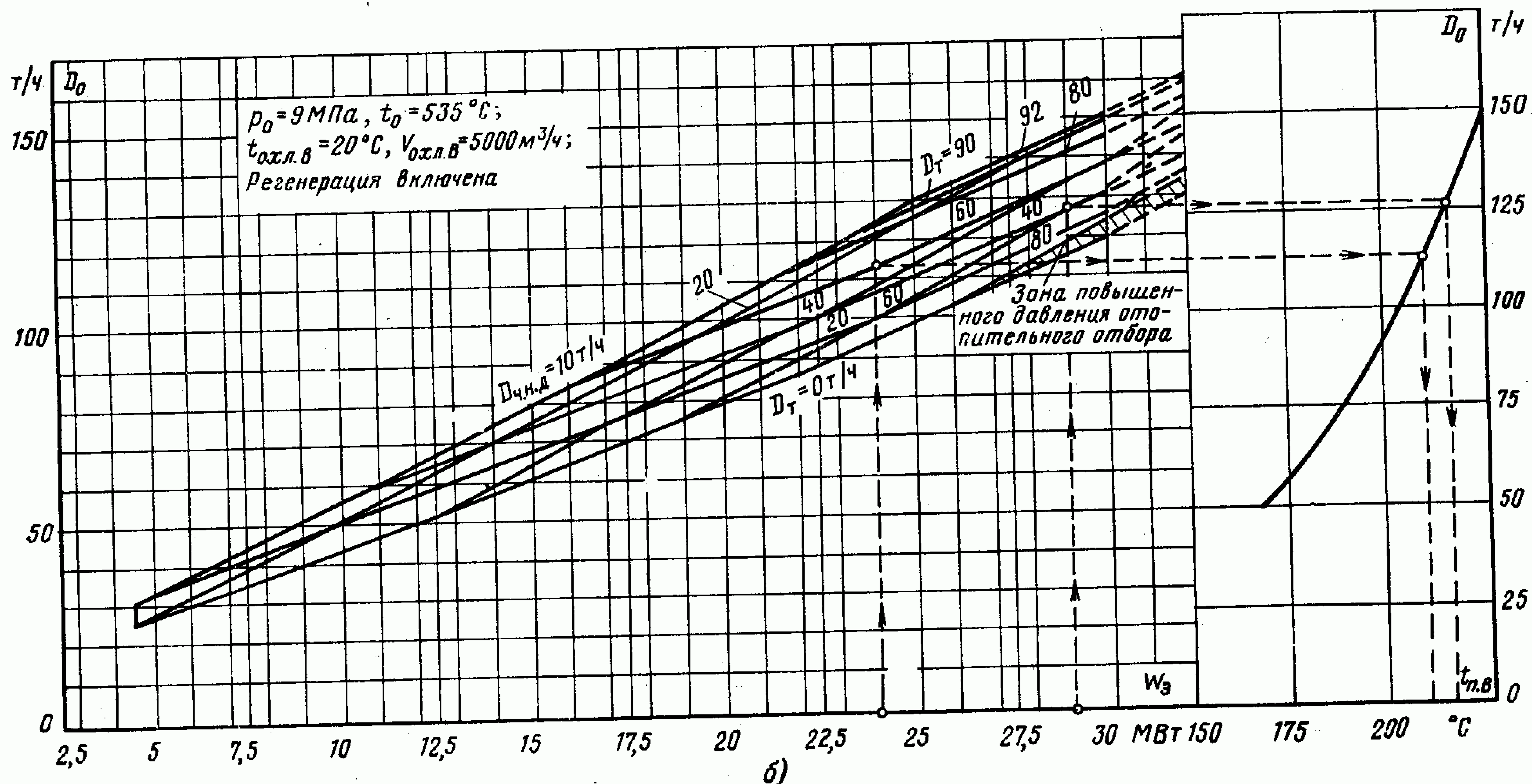


Рис. 11-9. Паровая характеристика (диаграмма режимов) теплофикационной турбоустановки с одним регулируемым отбором пара.

а — теоретическая характеристика ($W=W_э$; $D_{кэ}=D_{ко}$; $D_{макс}=D_м$); *б* — пример характеристики турбины типа Т.

$y_т=0,5$ вдвое больше), что объясняется значительно меньшим теплопадением пара в турбине до отбора по сравнению с полным теплопадением до конденсатора и соответственно большим удельным расходом пара.

Вместе с тем характеристика режима с противодавлением пересекает ось абсцисс в той же точке W_x, что и конденсационная характеристика (рис. 11-9, линия $D_{п0}$).

Действительно, при $D_{п0}=0$ имеем по формуле (11-22б):

$$\frac{D_{кx}+r_к W_э}{1-y_т}=0,$$

откуда

$$W_э=-\frac{D_{кx}}{r_к}=-W_x.$$

При построении характеристики турбины с отбором пара предполагаем постоянство величины $y_т$.

В этом случае характеристики турбины при работе с заданной величиной отбора $D_т=$ $=\text{const}$ располагаются на диаграмме параллельно конденсационной характеристике, так как $D_0=D_{к.э}+y_т D_т$, а $y_т=\text{const}$ и $D_т=\text{const}$ (см. рис. 11-9,*а*, линии $D_т=\text{const}$).

Левой границей характеристики $D_т=\text{const}$ служит линия работы с противодавлением, на которой $D_{п0}=D_т$ (при отсутствии регенеративных отборов пара).

Справа характеристики $D_т=\text{const}$ ограничиваются вертикалью номинальной электрической мощности $W_э=W_м$. Конфигурация верхней части диаграммы режимов зависит от того, достигается ли номинальная электрическая мощность при работе с противодавлением или предельная электрическая мощность при работе с противодавлением меньше номинальной и ограничивается наибольшим пропуском пара через турбину. В первом случае верхняя часть диаграммы заканчивается острым углом, образуемым прямыми $D_0=D_{п0}$ и $W_э=W_м$. Во втором случае верхняя часть диаграммы ограничивается отрезком горизонтальной прямой между линиями $D_0=D_{п0}$ и $W_э=W_м$ с ординатой $D_м$ (рис. 11-9,*а*).

Кроме основной сетки линий $D_т=\text{const}$, большое значение для анализа режимов работы турбоустановок с отбором пара имеет сетка линий $D_к=\text{const}$. Преобразуем формулу (11-22), заменив $D_т=D_0-D_к$; получим:

$$D_0=D_{к0}+y_т(D_0-D_к)$$

и

$$D_0=\frac{D_{кx}}{1-y_т}+\frac{r_к}{1-y_т}W_э-\frac{y_т}{1-y_т}D_к,$$

или, с учетом формулы (11-22б)

$$D_0=D_{пx}+r_п W_э-\frac{y_т}{1-y_т}D_к. \qquad (11\text{-}23)$$

Следовательно, линии $D_к=\text{const}$ представляют собой прямые, параллельные характеристике противодавления $D_0=D_{п0}=D_т$, расположенные ниже характеристики противодавления на величину вертикального отрезка $\frac{y_т}{1-y_т}D_к$.

Из серии прямых $D_к=\text{const}$ нужно выделить некоторые, имеющие особое значение. Во-первых, отметим характеристику $D_к=$ $=D_{к.мин}$, где $D_{к.мин}\approx 0,05D_0$ — минимальный «вентиляционный» пропуск пара через ступени низкого давления турбины при работе ее с полной нагрузкой отбора, по «тепловому» графику. Линия $D_к=D_{к.мин}$ — действительная левая граница диаграммы.

Во-вторых, существенное значение имеет линия $D_к=D_{к.м}$, отвечающая максимальному пропуску пара в конденсатор турбины. Обычно от теплофикационной турбины с конденсацией пара, в особенности с отопительными отборами, требуется развитие полной электрической мощности при чисто конденсационном режиме без отбора. В этом случае нижняя линия диаграммы $D_0=D_{к0}=D_к$ достигает ординаты $W_э=W_м$ при $D_{к0}=D_{к.м}$. Если же отбор пара устойчивый и обеспеченный на длительный период работы турбоустановки, то нижней границей правой части диаграммы служит линия $D_{к.м}$, проходящая параллельно линии $D_{п0}$, выше точки $D_{к.м}$ пересечения линий $D_{к0}$ и $W_м$. При этом номинальная электрическая мощность достигается при некоторой величине отбора. Действительно, используя полную пропускную способность части высокого давления турбины $D_{0м}$ до регулируемого отбора и части низкого давления $D_{к.м}$, можно при сниженном отборе пара $D_т=D_{0м}-D_{к.м}$ получить максимальную перегрузочную электрическую мощность $W_{макс}$; эта мощность определяется пересечением линий $D_{0м}$ и $D_{к.м}$ (рис. 11-9,*а*). Максимальная перегрузочная мощность регламентируется ГОСТ в размере $W_{макс}\approx$ $\approx 1,20W_м$.

Номинальный отбор пара $D_{тм}$ отвечает номинальной электрической мощности $W_м$ и максимальному расходу пара на турбину $D_{0м}$. Если максимальный расход пара на турбину достигается при работе с противодавлением при электрической мощности $W_{п.м}<W_м$, то возможен отбор пара больше номинального, так называемый «предельный», при $D_{0м}$ и $D_{к.мин}$. Диаграмма режимов позволяет определить мощность частей высокого давления $W_{в.д}$ (до отбора) и низкого давления $W_{н.д}$ (после отбора) турбины, а также мощности, вырабатываемые паром отбора $W_т$ и сквозным конденсационным потоком пара $W_к$. Эти

величины можно определить следующим образом. При данных значениях электрической и паровой нагрузок $W_э$ и $D_т$ определяем расход пара на турбину D_0. Этому расходу пара соответствует мощность, вырабатываемая при режиме противодавления $W_п$; эта мощность равна мощности части высокого давления турбины до отбора $W_{в.д}=W_п$; разность $W_э-W_{в.д}=W_{н.д}$ составляет мощность части низкого давления турбины после отбора. При таком графическом методе распределения вся мощность, потребляемая при холостом ходе, W_x вычитается из мощности части высокого давления турбины. Логично мощность холостого хода распределить между ЧВД и ЧНД турбины, например, прямо пропорционально их мощностям. Таким образом, из электрической мощности ЧНД турбоагрегата $W_{н.д}$ следует вычесть приходящуюся на ее долю часть мощности холостого хода, а именно $W_x W_{н.д}/W_э = W_x^{н.д}$ и эту же величину добавить к электрической мощности ЧВД турбоагрегата.

Мощности, развиваемые потоками пара отбора и конденсационным, определяют графически так. При заданных $W_э$ и $D_т$ находят соответствующую им точку диаграммы режимов. Через эту точку проводят линию $D_т=\text{const}$ до пересечения с характеристикой противодавления $D_0=D_{п0}$. Абсцисса точки пересечения определяет мощность пара отбора $W_т$, остальная мощность $W_э-W_т=W_к$ является мощностью конденсационного потока. В данном случае также целесообразно ввести поправки на холостой ход, аналогичные предыдущим.

Практические диаграммы режимов теплофикационных турбин строятся по расчетным точкам, соответствующим различным режимам их работы. Вид линий $D_т=\text{const}$ и $D_к=\text{const}$ зависит от способа регулирования (парораспределения) и к. п. д. проточной части турбины при переменных режимах.

Пример диаграммы режимов реальной турбины типа Т приведен на рис. 11-9,*б*. Учет регенеративного подогрева воды не меняет общего вида диаграммы режимов.

Тепловые характеристики

Полный расход тепла на турбоустановку с регулируемым отбором пара, кДж/ч, выражается формулой

$$Q_{ту}=Q_{к0}+\xi_т Q_т=Q_{кx}+r_{кQ}W_э+\xi_т Q_т, \quad (11\text{-}24)$$

где $Q_{к0}=Q_{кx}+r_{кQ}W_э$ — расход тепла при конденсационном режиме, без отбора, но с тем же процессом работы пара в турбине, кДж/ч; $Q_т$ — отпуск тепла из отбора турбины, кДж/ч;

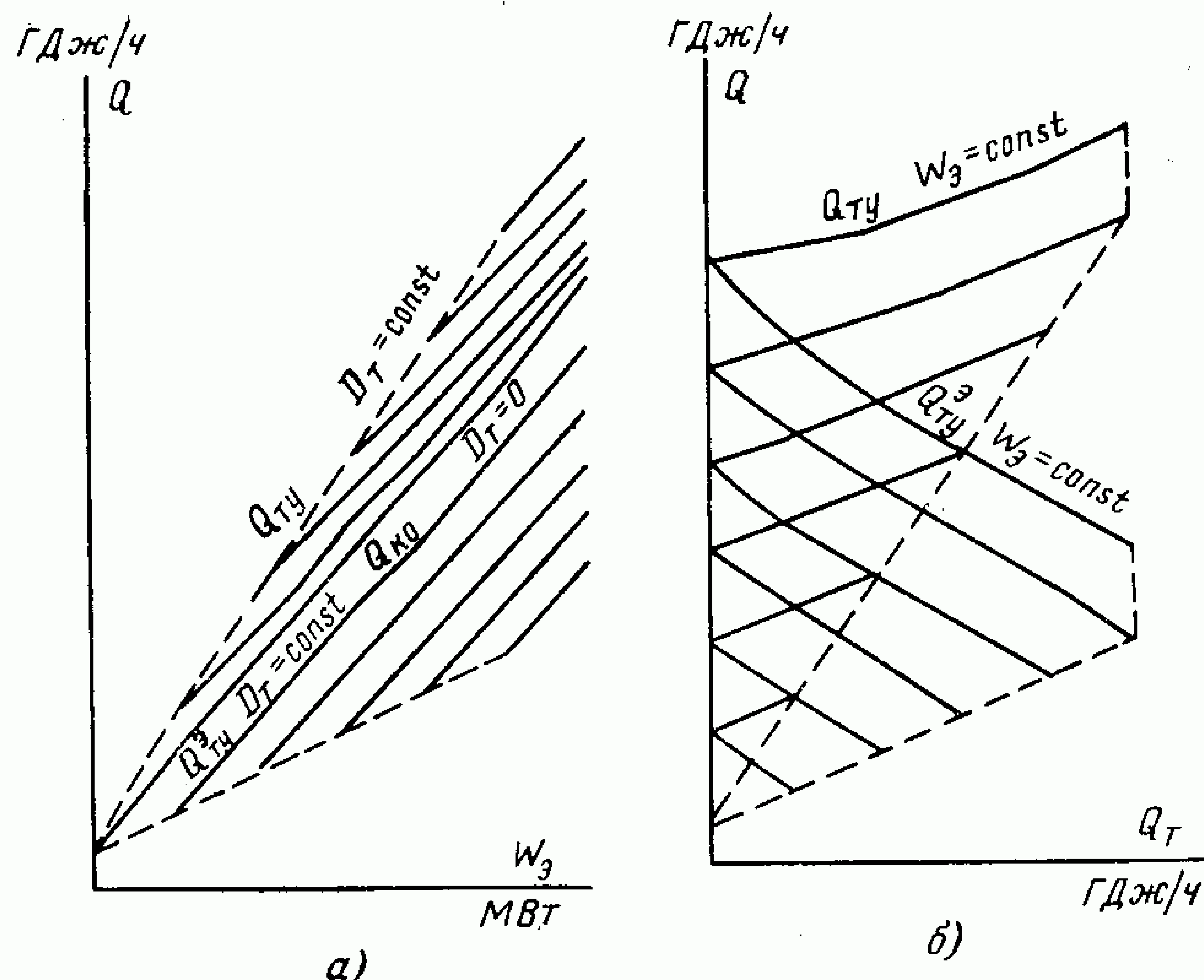


Рис. 11-10. Тепловая характеристика турбоагрегата с одним регулируемым отбором пара.

а — зависимость расхода тепла на турбоустановку Q от электрической мощности $W_э$; *б* — то же — от отпуска тепла $Q_т$.

$\xi=\dfrac{i_0-i_{п.в}}{i_т-i_{о.к}}y_т$ — коэффициент ценности тепла пара отбора (при отсутствии промежуточного перегрева пара); $Q_{кx}$ — расход тепла на холостой ход при конденсационном режиме, кДж/ч; $r_{кQ}$ — удельный прирост расхода тепла, кДж/(кВт·ч).

По своей структуре формула (11-24) аналогична формуле для расхода пара на теплофикационную турбину:

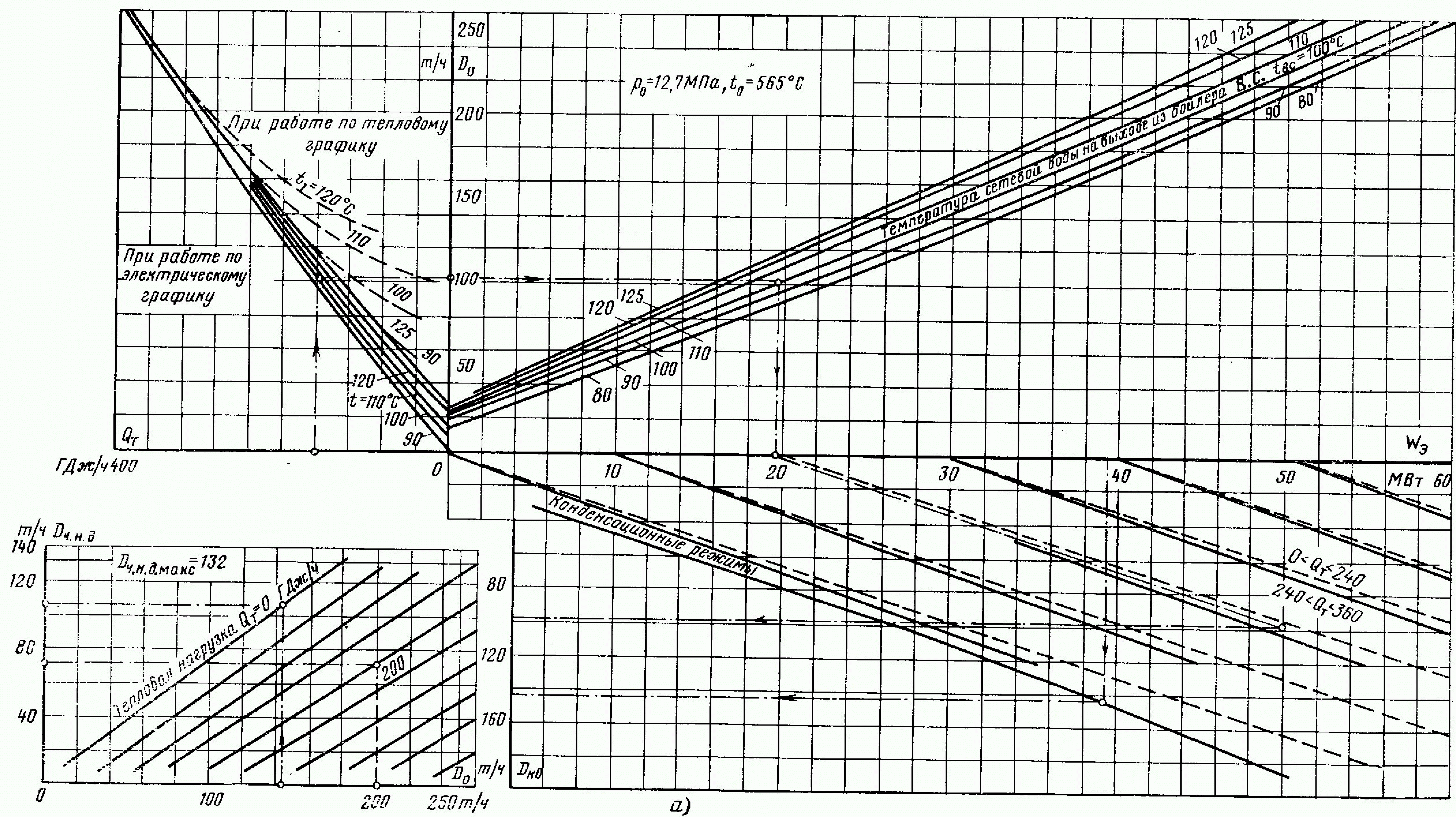
$$D_0=D_{к0}+y_т D_т=D_{кx}+r_к W_э+y_т D_т$$

с заменой $D_{кx}$, $D_т$, $r_к$ и $y_т$ через $Q_{кx}$, $Q_т$, $r_{кQ}$ и $\xi_т$ соответственно.

Тепловая характеристика теплофикационной турбоустановки изображается аналогично *паровой* характеристике (рис. 11-10,*а*). Нижней границей полного расхода тепла служит характеристика конденсационного режима, $Q_т=0$. Параллельно этой линии на расстоянии от нее $\xi_т Q_т$ по вертикали проходят линии $Q_т=\text{const}$ ($D_т=\text{const}$). Сетка этих линий ограничивается слева характеристикой режима с противодавлением $Q_{ту}=Q^п_{ту}$, сверху — наибольшим расходом тепла (соответствующим наибольшему расходу пара); справа — максимальной электрической мощностью.

Отличие тепловой характеристики от паровой заключается в том, что она состоит из двух частей: верхней (выше конденсационной характеристики) для *полного расхода тепла*, и, кроме того, нижней (ниже конденсационной характеристики) — для *расхода тепла на производство электроэнергии*, кДж/ч:

$$Q^э_{ту}=Q_{ту}-Q_т=Q_{кx}+r_{кQ}W_э-(1-\xi_т)Q_т.$$


p_0=12,7 МПа, t_0=565°С
При работе по тепловому графику
t_1=120°С
110
100
125
90
При работе по электрическому графику
120
t=110°С
100
90
т/ч D_0
250
200
150
100
50
$Q_т$
ГДж/ч 400
0
$W_э$
10
20
30
40
50
МВт 60
Температура сетевой воды на выходе из бойлера В.С. $t_{вс}$=100°С
120 125
110
90 80
120 125
110
100
90
80
Конденсационные режимы
0<$Q_т$<240
240<$Q_т$<360
т/ч $D_{ч.н.д}$
140
120
80
40
$D_{ч.н.д.макс}$=132
Тепловая нагрузка $Q_т$=0 ГДж/ч
200
D_0 т/ч
0
100
200
250 т/ч
80
120
160
$D_{к0}$

а)

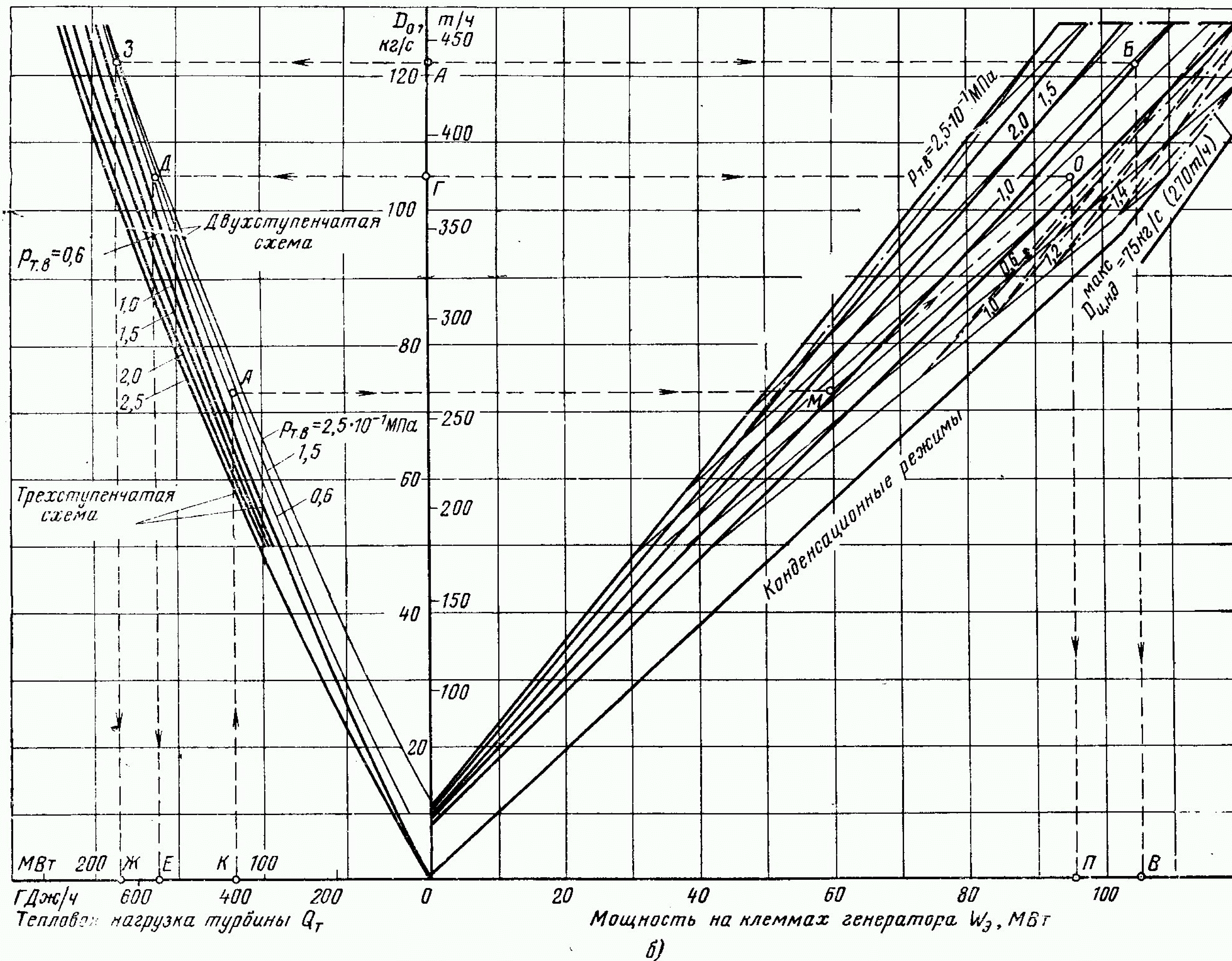


Рис. 11-11. Паровая характеристика теплофикационного турбоагрегата типа Т с двумя совместно регулируемыми отопительными отборами пара.

а — заводская диаграмма; *б* — диаграмма по данным испытаний; *АБВ* и *АЗЖ* — определение электрической мощности и тепловой нагрузки по расходу свежего пара; *КЛМО* и *ГОП* — определение электрической мощности по тепловой нагрузке и расходу свежего пара при частично открытой диафрагме (линия *МО* параллельна тонкой линии правой части диаграммы); *ГДЕ* — определение тепловой нагрузки по расходу свежего пара при закрытой диафрагме.

Таким образом, *конденсационная характеристика* является границей обеих этих частей диаграммы тепловых характеристик.

Сетка линий $Q_т$=const располагается ниже конденсационной характеристики на расстоянии от нее $(1-\xi_т)Q_т$ по вертикали. Чем больше отбор, тем меньше расход тепла на производство электроэнергии $Q^э_{ту}$; наименьшего значения он достигает при работе с противодавлением, когда $Q^э_{ту}=Q^{э.п}_{ту}$ и потеря в конденсаторе $Q_к=0$ (практически при минимальной потере $Q_{к.мин}$, отвечающей вентиляционному пропуску пара в конденсатор).

Тепловые характеристики теплофикационной турбоустановки можно представить, кроме того, в виде зависимостей $Q_{ту}=f(Q_т)$ и $Q^э_{ту}=f(Q_т)$ при $W_э$=const (рис. 11-10,*б*). Исходными являются характеристики $Q_{ту}$ и $Q^э_{ту}$ при $W_э=W_{эм}$; они исходят из общей точки конденсационного режима $Q_т=0$ на оси ординат: $Q_{ту}$ возрастает, а $Q^э_{ту}$ снижается с увеличением тепловой нагрузки $Q_т$. Аналогичный вид имеют характеристики $Q_{ту}$ и $Q^э_{ту}$ при других, меньших значения электрической нагрузки $W_э<W_м$; они проходят соответственно ниже исходных характеристик.

Современные теплофикационные турбины имеют два совместно регулируемых отопительных отбора пара. На рис. 11-11,*а* изображена заводская диаграмма режимов (паровая характеристика) турбоагрегата типа Т-50-130 Уральского турбомоторного завода. Эта диаграмма, естественно, сложнее обычных характеристик теплофикационных турбин с одним регулируемым отбором пара.

На рис. 11-11,*б* показана диаграмма режимов турбины Т-100-130, построенная ВТИ по данным испытаний аналогично заводской диаграмме для этой турбины. Диаграмма состоит из двух частей. В левой части диаграммы нанесены две группы линий постоянных давлений пара в верхнем теплофикационном отборе $p_{т.в}$ — для двухступенчатого и трехступенчатого подогрева воды.

По известным тепловой нагрузке $Q_т$ (горизонтальная ось) и давлению в верхнем отборе по этой части диаграммы можно определить расход пара на турбину D_0 (вертикальная ось).

В правой части диаграммы сплошные линии определяют связь между расходом пара на турбину D_0 (вертикальная ось) и мощностью электрического генератора $W_э$ (горизонтальная ось) при работе по тепловому графику, закрытых регулирующих диафрагмах, различных давлениях пара в верхнем отборе; эти линии общие для двухступенчатого и трехступенчатого подогрева воды.

Нижняя сплошная линия характеризует конденсационный режим работы турбины. Тонкие сплошные линии в правой части диаграммы характеризуют работу турбоустановки с неполной тепловой нагрузкой, с частично или полностью открытыми регулирующими диафрагмами и двухступенчатым подогревом сетевой воды.

При построении диаграммы режимов приняты: климатические условия и график температур сетевой воды для г. Москвы; закрытая система горячего водоснабжения с двухступенчатым последовательным включением теплообменников; коэффициент теплофикации, равный 0,5; относительная среднесуточная нагрузка горячего водоснабжения 0,15.

По данным проведенных испытаний турбоустановки Т-100-130, ВТИ построены диаграммы, позволяющие определить давление пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах и расход пара на сетевые подогреватели в зависимости от тепловой нагрузки и температуры сетевой воды.

11-4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Паровая характеристика

Расход пара на теплофикационную турбину с двумя регулируемыми отборами (промышленным и отопительным) D_0, кг/ч, зависит от электрической мощности $W_э$ и отборов — верхнего (более высокого давления) $D_п$ и нижнего — более низкого давления $D_т$. Зависимость эта выражается формулой

$$D_0=D_{к.х}+r_кW_э+y_пD_п+y_тD_т, \qquad (11\text{-}25)$$

где $y_п$ и $y_т$ — коэффициенты недовыработки мощности паром верхнего и нижнего отборов.

Форма диаграммы режимов, удобная для построения в данном сложном случае, предложена А. С. Зильберманом (Ленинградский металлический завод) и Н. В. Локтионовым.

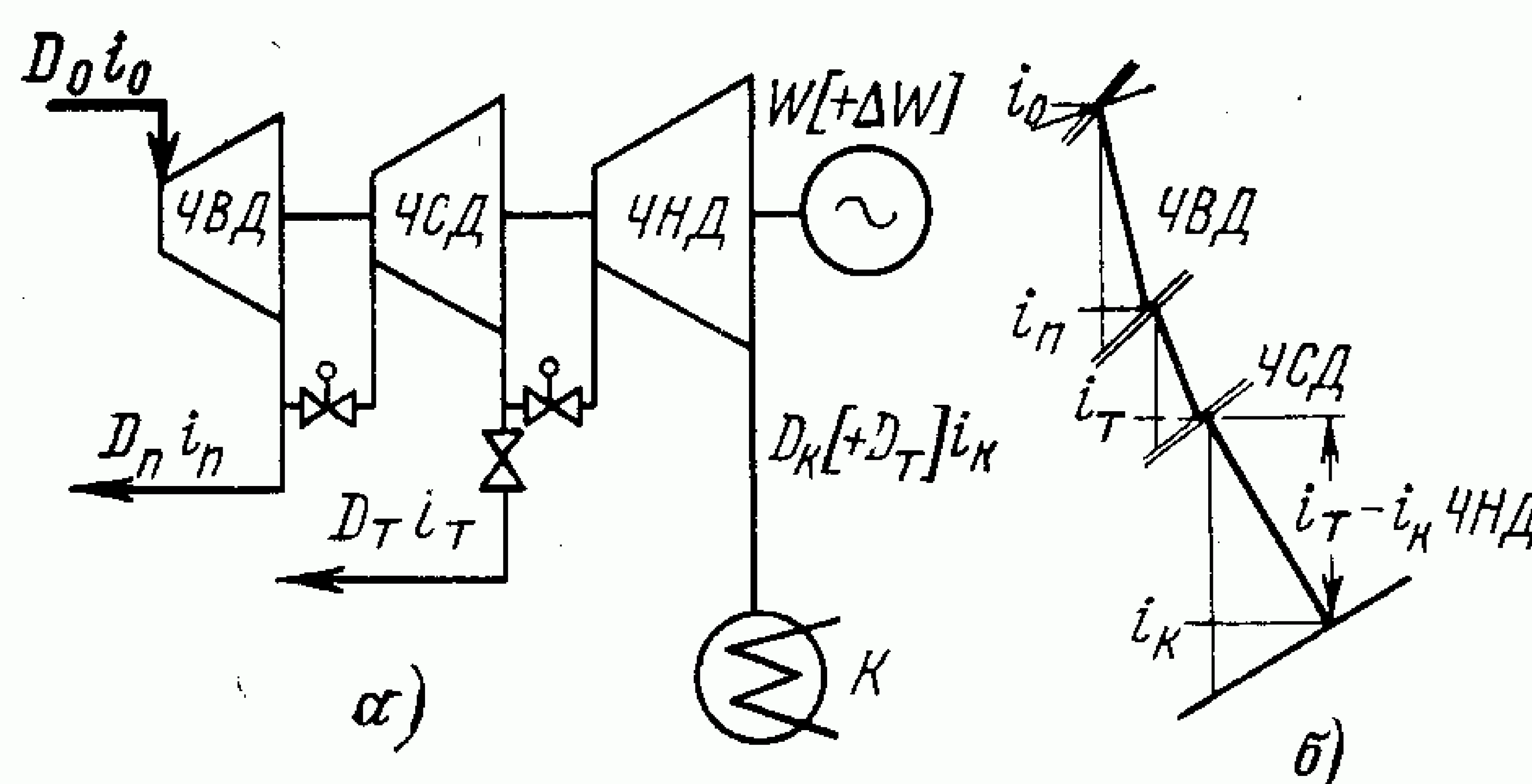
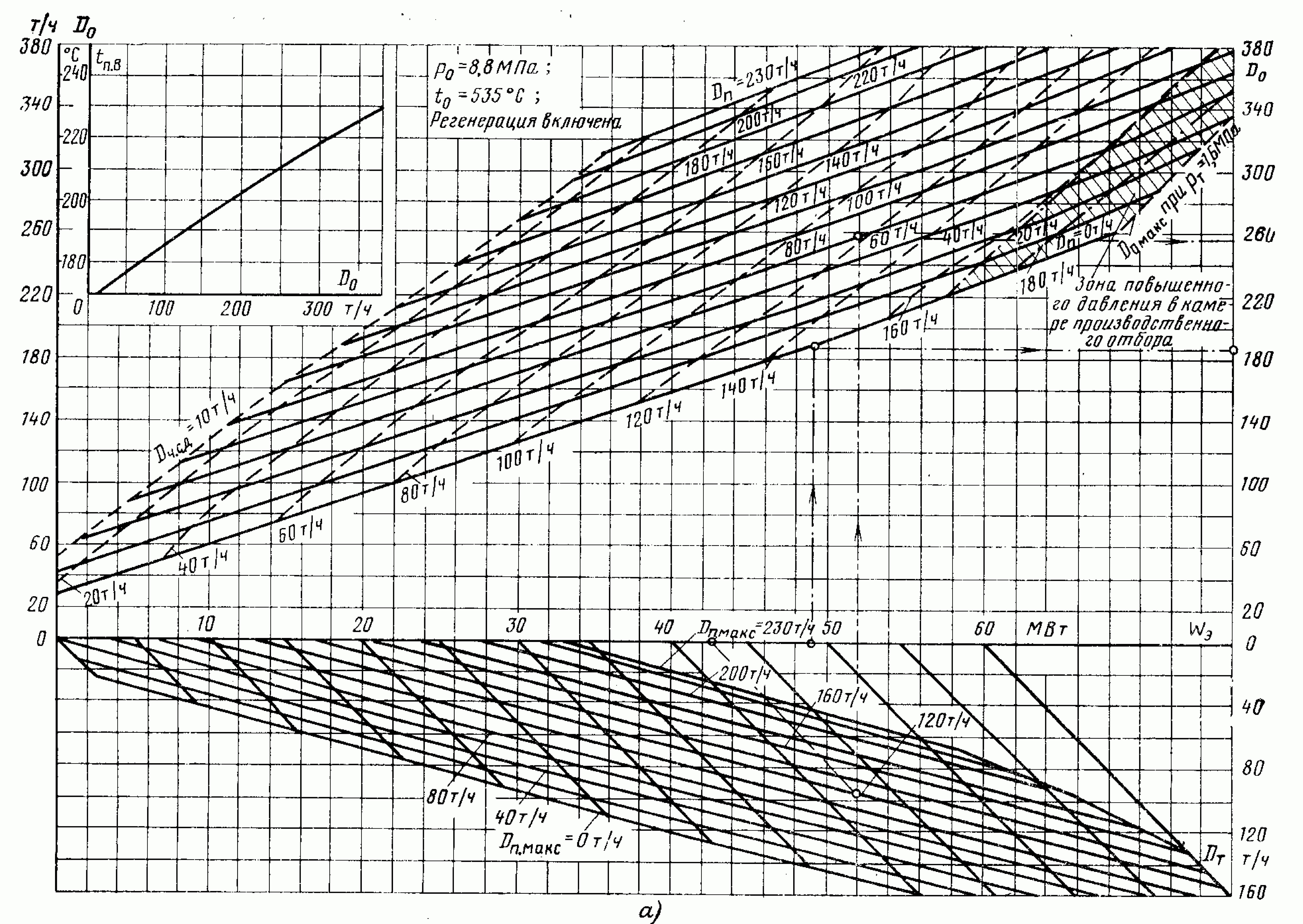
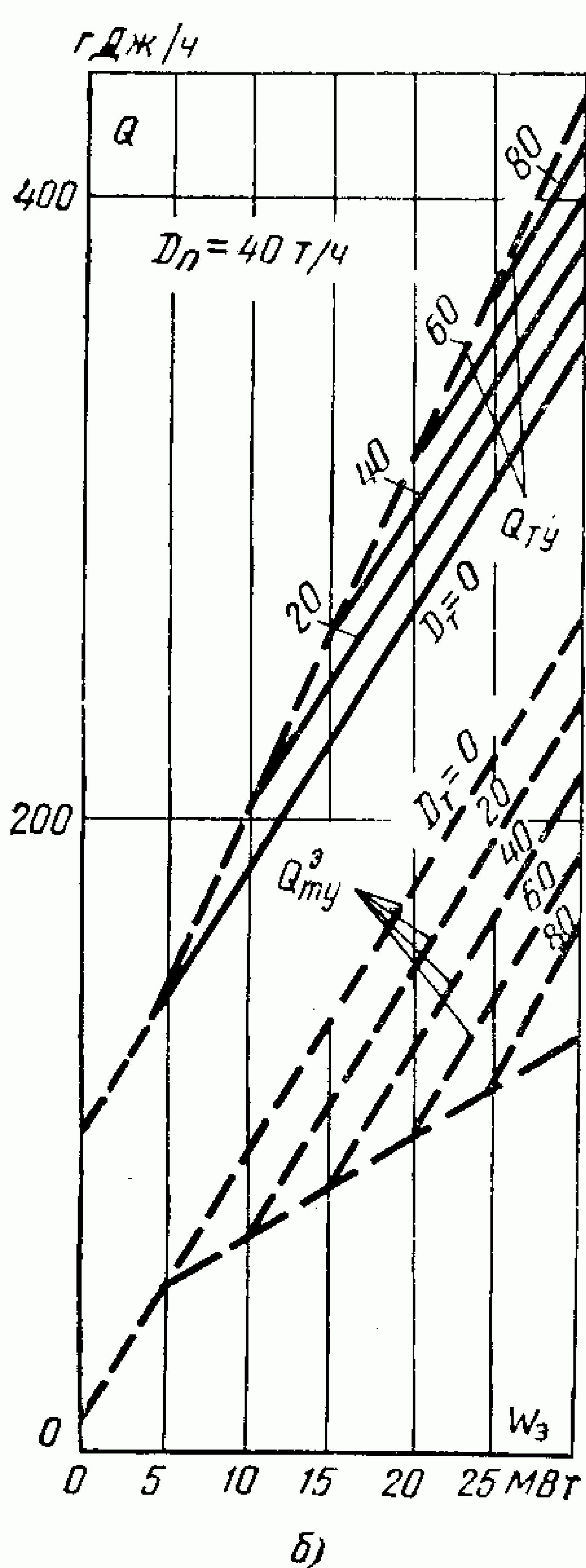


Рис. 11-12. Схема (*а*) и процесс работы пара (*б*) турбоагрегата с двумя регулируемыми отборами и конденсацией пара.



a)



б)

Рис. 11-13. Характеристики турбоагрегата типа ПТ с двумя регулируемыми отборами и конденсацией пара.

а — пример паровой характеристики; *б* — тепловая характеристика.

Турбина с двумя отборами заменяется условно фиктивной турбиной с одним верхним отбором $D_п$. Нижний отбор $D_т$ направляется при этом в часть низкого давления турбины, где производит дополнительную мощность, кВт:

$$\Delta W_{н.д}=\frac{D_т}{d_{н.д}},$$

где

$$d_{н.д}=\frac{3600}{H_i^{н.д}\,\eta_м\eta_г},$$

$d_{н.д}$ — удельный расход пара, работающего только в ступенях низкого давления турбины кг/(кВт·ч); $H_i^{н.д}$ — теплопадение пара в этих ступенях (рис. 11-12, *а*, *б*).

Для такой фиктивной турбины с одним верхним регулируемым отбором пара диаграмма режимов имеет известный вид, с тем отличием, что нижней границей этой диаграммы служит в данном случае характеристика пропуска пара через часть среднего давления турбины $D_{ч.с.д}$, а сетка линий $D_к=\text{const}$ заменяется сеткой линий постоянного пропуска пара через часть среднего давления турбины $D_{ч.с.д}=\text{const}$ (рис. 11-13,*а*). Действительно,

для такой турбины с фиктивной мощностью $W_ф$ расход пара, кг/ч,

$$D_0 = D_{кх} + r_к W_ф + y_п D_п,$$

а пропуск пара в конденсатор, кг/ч,

$$D_{к.ф} = D_0 - D_п = D_{ч.с.д},$$

где $D_{ч.с.д}$ — пропуск пара через часть среднего давления турбины, одинаковый для действительной и фиктивной турбин.

Для восстановления действительной, истинной мощности турбоагрегата диаграмму дополняют нижней частью, в которой по оси ординат откладывают $D_т$, а по оси абсцисс $W_э$, и наносят прямолинейные характеристики части низкого давления, связывающие второй (нижний) отбор $D_т$ с дополнительной мощностью $\Delta W_{н.д}$. Сетку соответствующих прямых проводят под углом к оси абсцисс, определяемым удельным расходом пара:

$$d_{н.д} = D_т : \Delta W_{н.д}.$$

Зная значения фиктивной мощности $W_ф$ и нижнего отбора пара $D_т$, определяют графически в нижней части диаграммы дополнительную мощность $\Delta W_{н.д}$ и истинную мощность $W_э$ (см. рис. 11-13,*а*). Пользуясь такой диаграммой, по любым трем величинам из $W_э$, D_0, $D_п$ и $D_т$ можно найти четвертую. Если заданы, например, $W_э$, $D_т$ и $D_п$, то сначала по $W_э$ и $D_т$ находят $W_ф$, а затем по $W_ф$ и $D_п$ — расход пара D_0 и т. д.

Не вся область нижней части диаграммы действительна: возможное значение нижнего отбора зависит от общего баланса пара турбины, имеющего вид:

$$D_0 = D_п + D_т + D_к.$$

Наибольшие значения при данном $D_п$ нижний отбор $D_т$ имеет при минимальном пропуске пара в конденсатор $D_{к.мин}$.

Сопоставляя уравнение парового баланса с энергетическим уравнением (11-25) и принимая $D_п = D_{п.м}$ и $D_к = D_{к.мин} \approx D_{кх}$, получаем:

$$r_к W_э = (1 - y_п) D_{п.м} + (1 - y_т) D_т,$$

где $D_т$ — нижний отбор пара при наибольшем верхнем отборе $D_{п.м}$ и данной электрической мощности турбоагрегата $W_э$.

Таким образом, каждому наибольшему значению верхнего отбора $D_{п.м}$ соответствует однозначная связь между нижним отбором $D_т$ и электрической мощностью $W_э$, определяемая последним уравнением.

В нижней части диаграммы на рис. 11-13,*а* нанесена вторая сетка прямых, определяющих значения нижнего отбора пара в зависимости от электрической мощности $W_э$:

$$D_т = \frac{r_к W_э - (1 - y_п) D_{п.м}}{1 - y_т}.$$

Диаграмма режимов на рис. 11-13,*а* относится к реальному турбоагрегату типа ПТ-50-13/1,3 Ленинградского металлического завода. Она построена с учетом регенеративного подогрева воды. При больших пропусках пара через часть среднего давления турбины давление в камере верхнего производственного отбора повышается по сравнению с номинальной его величиной 1,3 МПа вплоть до 1,6 МПа (см. заштрихованную правую часть в верхнем квадранте диаграммы).

Тепловые характеристики

Полный расход тепла на турбоагрегат с двумя теплофикационными отборами пара, кДж/кг, выражается так:

$$Q_{ту} = Q_{кх} + r_{кQ} W_э + \xi_п Q_п + \xi_п Q_т,$$

где $Q_п$ и $Q_т$ — отпуск тепла внешним потребителям из верхнего и нижнего отборов; $\xi_п$ и $\xi_т$ — соответствующие коэффициенты ценности тепла.

Расход тепла на производство электроэнергии составляет:

$$Q^э_{ту} = Q_{кх} + r_{Qк} W_э - (1 - \xi_п) Q_п - (1 - \xi_т) Q_т.$$

Как и в диаграмме расходов тепла турбоустановки с одним регулируемым отбором пара центральное место в диаграмме занимает тепловая характеристика конденсационного режима:

$$Q_{ту} = Q_{к0} = Q_{кх} + r_{Qк} W_э,$$

отвечающая нулевым значениям количеств отпускаемого тепла $Q_п = 0$ и $Q_т = 0$.

В данном случае целесообразно построить несколько диаграмм режимов, каждая из которых отвечает определенному отпуску тепла из верхнего отбора $Q_п = \text{const}$ и определяет связь $Q_{ту}$ или $Q^э_{ту}$ с $W_э$ и $Q_т$.

В координатах $Q_{ту} = f(W_э)$ или $Q^э_{ту} = f(W_э)$ линии $Q_т = \text{const}$ изображаются прямыми, параллельными конденсационной характеристике; расположение этих линий $Q_т = \text{const}$ имеет ту особенность, что ближайшая к конденсационной характеристике прямая $Q_т = 0$ отстоит от конденсационной характеристики на расстоянии $\xi_п Q_п$ в верхней части диаграммы, в которой $Q_{ту} = f(W_э)$, и на расстоянии $(1 - \xi_п) Q_п$ в нижней части диаграммы, в которой $Q^э_{ту} = f(W_э)$. На рис. 11-13,*б* показан пример такой диаграммы для одного из значений $Q_п$ (вместо линий $Q_т = \text{const}$ нанесены линии постоянных отборов $D_т$).

Как видно из диаграммы, центральная ее часть свободна от линий характеристик $Q_т = \text{const}$ или $D_т = \text{const}$; размеры свободной части зависят от значения $Q_п$, для которой данная диаграмма построена; чем больше принятое для данной диаграммы значение $Q_п$, тем больше такое свободное место (поле). Сверху и снизу диаграмма ограничивается соответственно линиями режима с противодавлением и отбором, при котором $Q_п$ равно заданному значению, а $D_к = 0$ (практической границей являются линии $D_к = D_{к.мин}$).

11-5. ЗАВИСИМОСТЬ К. П. Д. ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБОУСТАНОВКИ ОТ НАГРУЗКИ

Для теплофикационной турбоустановки к. п. д. производства электроэнергии

$$\eta^э_{ту} = \frac{W_э}{Q^э_{ту}} = \frac{W_э}{Q_{ту} - Q_т},$$

где полный расход тепла, кВт, на турбоустановку с одним отбором пара:

$$Q_{ту} = Q_{кх} + r_{кQ} W_э + \xi_т Q_т = W_i + Q_т + Q_к,$$

а расход тепла на производство электроэнергии, кВт,

$$Q^э_{ту} = Q_{кх} + r_{кQ} W_э - (1 - \xi_т) Q_т = W_i + Q_к,$$

где $Q_к$ — потеря тепла в конденсаторе турбины, кВт; W_i — внутренняя мощность турбины, связанная с электрической мощностью соотношением $W_i \eta_м \eta_г = W_э$; $\eta_м$ и $\eta_г$ — соответственно механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора.

Общее выражение к. п. д. производства электроэнергии турбоустановкой:

$$\eta^э_{ту} = \frac{W_э}{Q_{кх} + r_{кQ} W_э - (1 - \xi_т) Q_т} \qquad (11\text{-}26)$$

или

$$\eta^э_{ту} = \frac{W_э}{W_i + Q_к} = \frac{1}{\dfrac{1}{\eta_м \eta_г} + \dfrac{Q_к}{W_э}}. \qquad (11\text{-}26а)$$

При конденсационном режиме работы без отпуска тепла:

$$Q_т = 0;\ Q_к = Q^0_к \text{ и } Q^э_{ту} = Q_{кх} + r_{кQ} W_э.$$

При этом режиме с ростом электрической нагрузки к. п. д. турбоустановки возрастает от нуля до максимальной величины при экономической или номинальной нагрузке вследствие роста $W_э$ и $\eta_м \eta_г$ в соответствии с выражением

$$\eta_{ту} = \frac{W_э}{Q_{кх} + r_{кQ} W_э} = \frac{1}{\dfrac{Q_{кх}}{W_э} + r_к} = \frac{1}{\dfrac{1}{\eta_м \eta_г} + \dfrac{Q^0_к}{W_э}}.$$

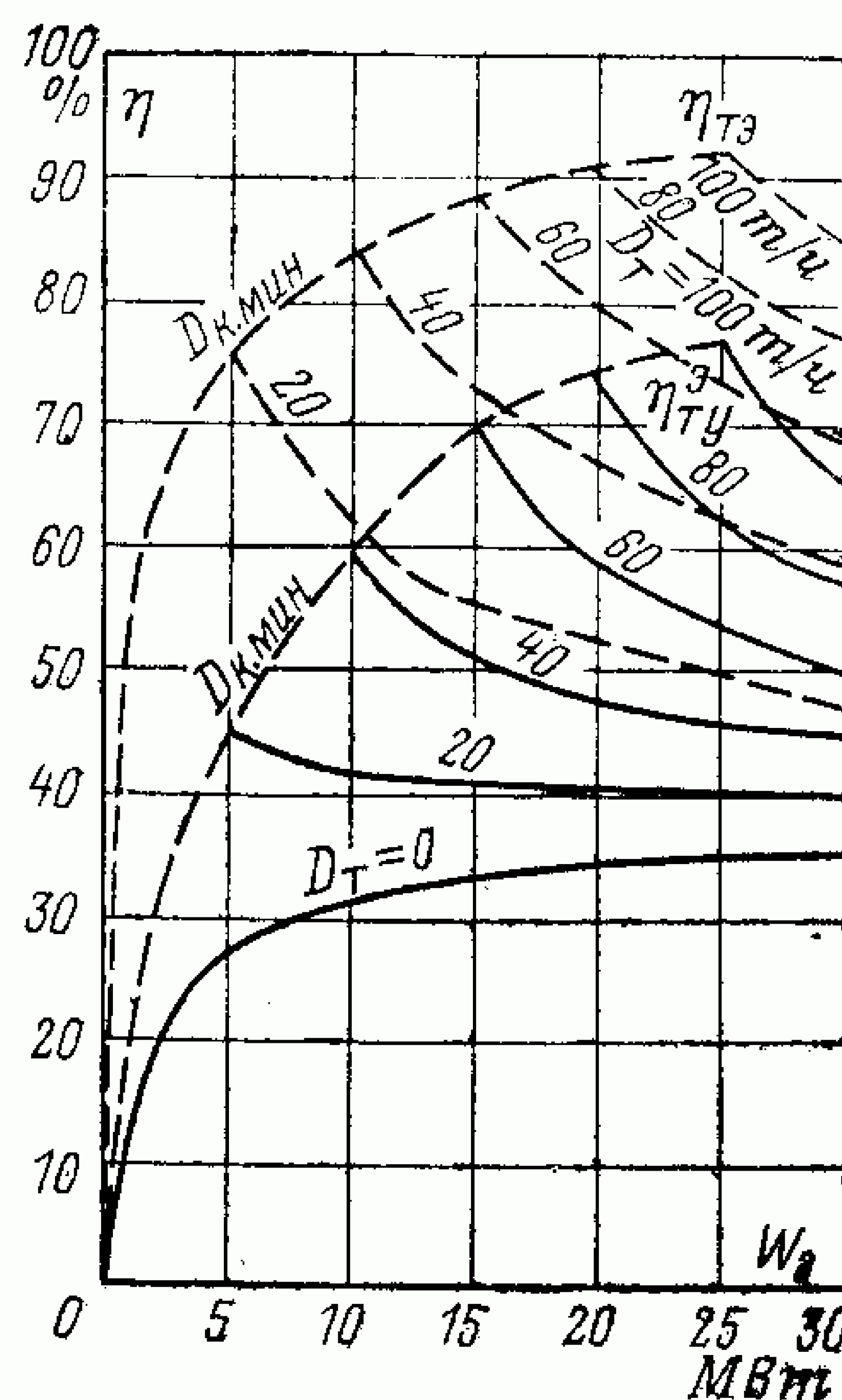


Рис. 11-14. Зависимость к. п. д. турбоустановки типа Т по производству электрической энергии $\eta^э_{ту}$ и полного $\eta_{тэ}$ от электрической нагрузки при различном отпуске пара $D_т$.

Аналогично к. п. д. $\eta^э_{ту}$ повышается с ростом нагрузки при малых отпусках тепла $Q_т$.

Зависимость к. п. д. теплофикационной турбоустановки с одним регулируемым отбором пара от нагрузки показана на рис. 11-14.

При работе с противодавлением $Q_к = 0$ и $Q^э_{ту} = W_i$, к. п. д. $\eta^э_{ту} = \frac{W_э}{W_i} = \eta_м \eta_г$ имеет наибольшее значение (см. рис. 11-14).

При работе с минимальным пропуском пара в конденсатор $D_{к.мин}$

$$Q^э_{ту} = W_i + Q_{к.мин}$$

и к. п. д. равен:

$$\eta^э_{ту} = \frac{1}{\dfrac{1}{\eta_м \eta_г} + \dfrac{Q_{к.мин}}{W_э}}.$$

Значения к. п. д. при работе с отбором и конденсацией пара находятся на диаграмме между линиями чисто конденсационного режима и режима с противодавлением.

При постоянном отпуске тепла $Q_т = \text{const}$ и росте энергетической нагрузки к. п. д. $\eta^э_{ту}$ изменяется по-разному при малых и больших энергетических нагрузках. При малых энергетических нагрузках произведение $\eta_м \eta_г$ быстро возрастает и к. п. д. $\eta^э_{ту}$ также возрастает.

При больших энергетических нагрузках произведение $\eta_м \eta_г$ возрастает медленно, а из-за относительно большого роста потерь тепла в конденсаторе турбины $Q_к$ к. п. д. при $Q_т = \text{const}$ снижается [см. формулу (11-26а)]. При некоторой промежуточной величине $Q_т$ (и отбора $D_т$) к. п. д. $\eta^э_{ту}$ может оставаться почти неизменным при росте $W_э$ (см. рис. 11-14).

11-6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

В состав турбинной установки входят различные теплообменники: регенеративные подогреватели, охладители пара и дренажа, сетевые подогреватели, испарители и паропреобразователи и др. Наибольшее приме-

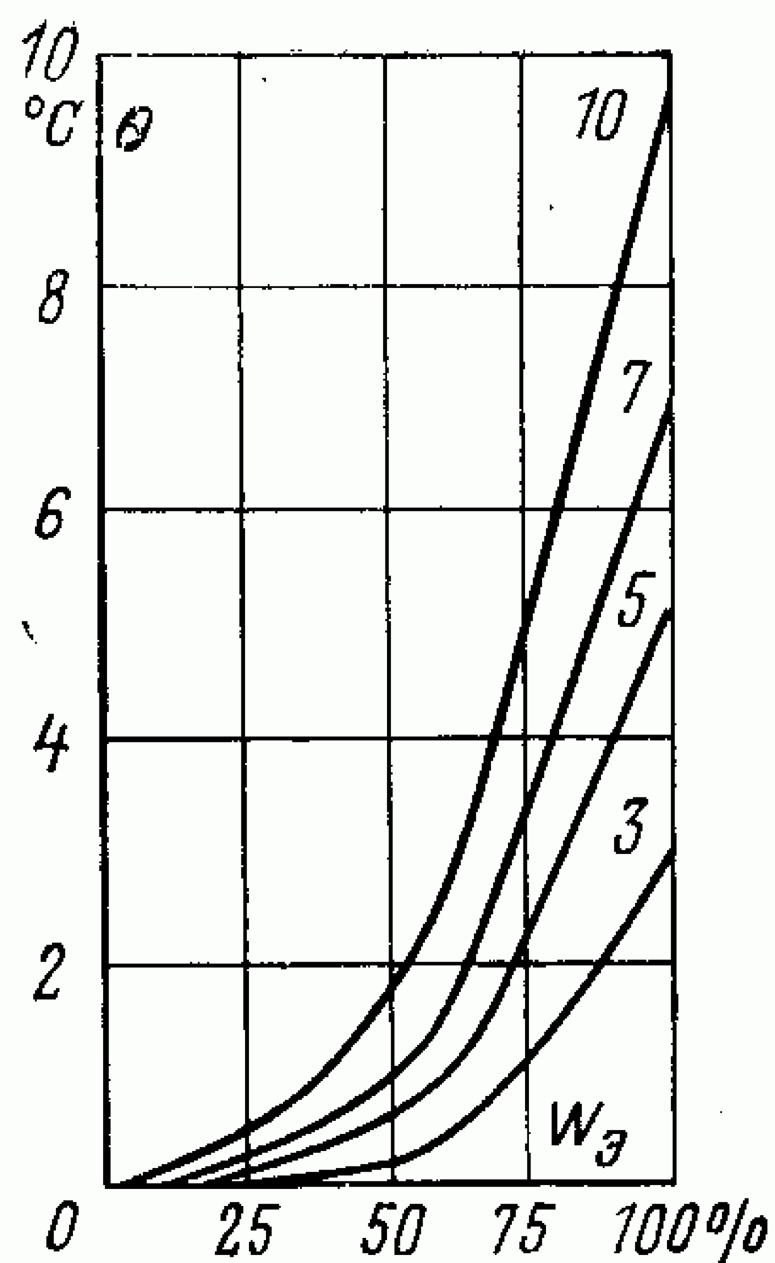


Рис. 11-15. Зависимость недогрева воды в подогревателе θ от нагрузки $W_э$.
3, 5, 7, 10 — недогрев при 100%-ной нагрузке, °С.

ние имеют *пароводяные* (регенеративные и сетевые) *подогреватели*.

В зависимости от нагрузки основного агрегата эти теплообменники работают в различных режимах, в которых их тепловая нагрузка, а также расходы и параметры греющей и нагреваемой среды могут отличаться от расчетных (номинальных). Аналитическую и графическую связь нагрузки, параметров теплоносителей и поверхности нагрева называют *характеристикой теплообменника*. При отклонении режима работы поверхностных пароводяных подогревателей от расчетного изменяется, в частности, *недогрев воды* относительно температуры насыщения греющего пара.

Зависимость недогрева воды от нагрузки теплообменника

Тепловая нагрузка Q пароводяного поверхностного теплообменника выражается формулами *теплового баланса*

$$Q=D_п(i_п-i'_п)\eta_п=D_в(t_{в2}-t_{в1})c_в \qquad (11\text{-}27)$$

и *теплопередачи*

$$Q=kF\Delta t_{ср}^{лог}=kF\,\frac{t_{в2}-t_{в1}}{\ln\frac{\Delta}{\theta}}, \qquad (11\text{-}28)$$

из которых следует, что недогрев воды

$$\theta=t_н-t_{в2}=e^{-\frac{kF}{c_вD_в}}\Delta. \qquad (11\text{-}29)$$

Заменяя величину Δ ее выражением

$$\Delta=t_н-t_{в1}=\theta+t_{в2}-t_{в1}, \qquad (11\text{-}30)$$

получим экспоненциальную характеристику подогревателя:

$$\theta=\frac{t_{в2}-t_{в1}}{e^{\frac{kF}{c_вD_в}}-1}=\frac{Q}{c_вD_в\left(e^{\frac{kF}{c_вD_в}}-1\right)}. \qquad (11\text{-}31)$$

Относительный недогрев воды

$$\frac{\theta}{\Delta t}=\frac{\theta}{t_{в2}-t_{в1}}=\frac{1}{e^{\frac{kF}{c_вD_в}}-1}, \qquad (11\text{-}32)$$

где $\Delta t=t_{в2}-t_{в1}$ — повышение температуры воды в подогревателе.

С уменьшением нагрузки недогрев снижается в пределе до нуля (рис. 11-15).

Из выражений (11-29) и (11-31) следует:

$$\Delta=\theta e^{\frac{kF}{c_вD_в}}=\frac{Q}{c_вD_в\left(1-e^{-\frac{kF}{c_вD_в}}\right)}. \qquad (11\text{-}33)$$

Удельная тепловая нагрузка поверхностного пароводяного подогревателя определяется выражением

$$q=\frac{Q}{\Delta}=c_вD_в\left(1-e^{-\frac{kF}{c_вD_в}}\right).$$

Исходя из линейной зависимости средней разности температур $\Delta t_{ср}$ от меньшего $\delta t_м$ и большего $\delta t_б$ перепада температур в теплообменнике:

$$\Delta t_{ср}=\Delta-a\delta t_м-b\delta t_б,$$

Е. Я. Соколов для любого вида взаимного тока и агрегатного состояния теплоносителей предложил приближенное выражение удельной тепловой нагрузки поверхностного теплообменника в виде

$$q=\frac{Q}{\Delta}=\frac{1}{\frac{a}{C_б}+\frac{b}{C_м}+\frac{1}{kF}}, \qquad (11\text{-}34)$$

где $C=cD$ — водяной эквивалент теплоносителя: $C_б$ — большее и $C_м$ — меньшее его значения; a и b — постоянные коэффициенты, причем $b=0{,}65$; значение a зависит от вида тока: при противотоке $a=0{,}35$, при прямотоке 0,65, при перекрестном токе 0,425.

В безразмерной форме

$$\varepsilon=\frac{q}{C_м}=\frac{1}{ac_{м.б}+b+\frac{1}{w}}, \qquad (11\text{-}35)$$

где

$$c_{м.б}=\frac{C_м}{C_б} \quad и \quad w=\frac{kF}{C_м}.$$

Погрешность в определении ε по сравнению с более строгой экспоненциальной зависимостью составляет, по имеющимся данным, около 6%.

Для пароводяного теплообменника с конденсацией пара $C_б=\infty$ и формула (11-34) упрощается, принимая вид:

$$q=\frac{1}{\frac{b}{C_м}+\frac{1}{kF}}. \qquad (11\text{-}36)$$

11-7. ПРИМЕРЫ ХАРАКТЕРИСТИК ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Питательный турбонасос энергоблока 300 МВт

Институтом ОРГРЭС проведены наладка и испытание питательных насосных агрегатов энергоблоков с турбинами К-300-240 ЛМЗ и парогенераторами ТПП-110 (несимметричный двухкорпусный парогенератор) и ПК-50 (парогенератор с двумя одинаковыми корпусами).

Рабочий питательный турбонасос этих энергоблоков ПТН-1150-340 (СВПТ-340-1000) ЛМЗ характеризуется следующими расчетными данными: номинальная подача воды 1150 м³/ч; давление нагнетания 33,4 МПа; давление воды на входе 2,0 МПа; температура подаваемой воды 165°С; номинальная частота вращения 6000 об/мин; к. п. д. насоса 0,80; номинальная потребляемая мощность 12 500 кВт; отбор воды за I ступенью до 140 т/ч при давлении около 7,0 МПа для регулирования температуры пара после промежуточного перегрева.

Приводная турбина ОР-12П КТЗ имеет следующую расчетную характеристику при номинальной мощности энергоблоков: давление пара 1,5 МПа; температура пара 450°С; противодавление 0,23 МПа; расход пара 114 т/ч. Турбина питается паром из отбора № 3 главной тур-

бины; отработавший пар отводится в отбор № 6 главной турбины. Приводная турбина имеет дроссельное парораспределение с байпасом за четвертую ступень. Однако использование байпаса не обеспечивало увеличения мощности, наоборот, в основном из-за резкого снижения к. п. д. приводной турбины мощность даже уменьшалась, что приводило к неустойчивой работе насоса.

Имевшийся запас в давлении пара перед соплами позволил отказаться от байпаса, и после заглушения байпасных клапанов была достигнута устойчивая работа турбонасоса во всей области нагрузок энергоблока (испытание проводилось при нагрузках 100—300 МВт).

Располагаемое теплопадение пара приводной турбины почти постоянное; внутренний к. п. д. проточной части турбины также постоянный (85% на одном энергоблоке и 87% на другом блоке); влияние изменения частоты вращения турбонасоса оказалось несущественным. С учетом потерь давления при впуске пара 0,08 МПа при полностью открытом дроссельном клапане к. п. д. турбины равен соответственно 82 и 84%.

Потеря давления пара в линии от главной турбины к приводной равна 0,11 МПа, в линии отработавшего пара 0,01 МПа при номинальной нагрузке. Протечка пара через переднее уплотнение приводной турбины равна 0,9 т/ч. Расход пара на турбину $D_{тп}$ и давление пара за дроссельными клапанами (перед соплами) p_0 МПа связаны соотношением

$$p'_0 = (0{,}0116 \div 0{,}0121) D_{тп}.$$

Характеристики работы питательного насоса и пароводяного тракта показаны на рис. 11-16. Потеря давления в регулирующем питательном клапане (РПК) принята постоянной и равной 2,0 МПа. На рис. 11-17 показана зависимость к. п. д. насоса $\eta_н$, эффективного относительного к. п. д. приводной турбины $\eta_{тп}$ и турбонасоса $\eta_{тн}$, давления нагнетания $p_н$ и частоты вращения n от расхода пара на главную турбину D_0, т/ч, или мощности энергоблока $W_э$, МВт.

При снижении расхода пара на главную турбину примерно до 600 т/ч деаэратор переключают на питание с 4-го на 3-й отбор, из-за чего давление в отборе № 3 снижается примерно на 0,1 МПа; к. п. д. приводной турбины и насосного агрегата при этом изменяются скачкообразно.

Эффективный к. п. д. приводной турбины учитывает потери в клапанах от протечек через уплотнения и механические потери. При номинальной нагрузке энергоблока этот к. п. д. равен примерно 76%, механический к. п. д. приводной турбины 99%, насосного агрегата — около 62,2%.

Снижение к. п. д. приводной турбины при промежуточных нагрузках определяется в основном степенью открытия регулирующих дроссельных клапанов.

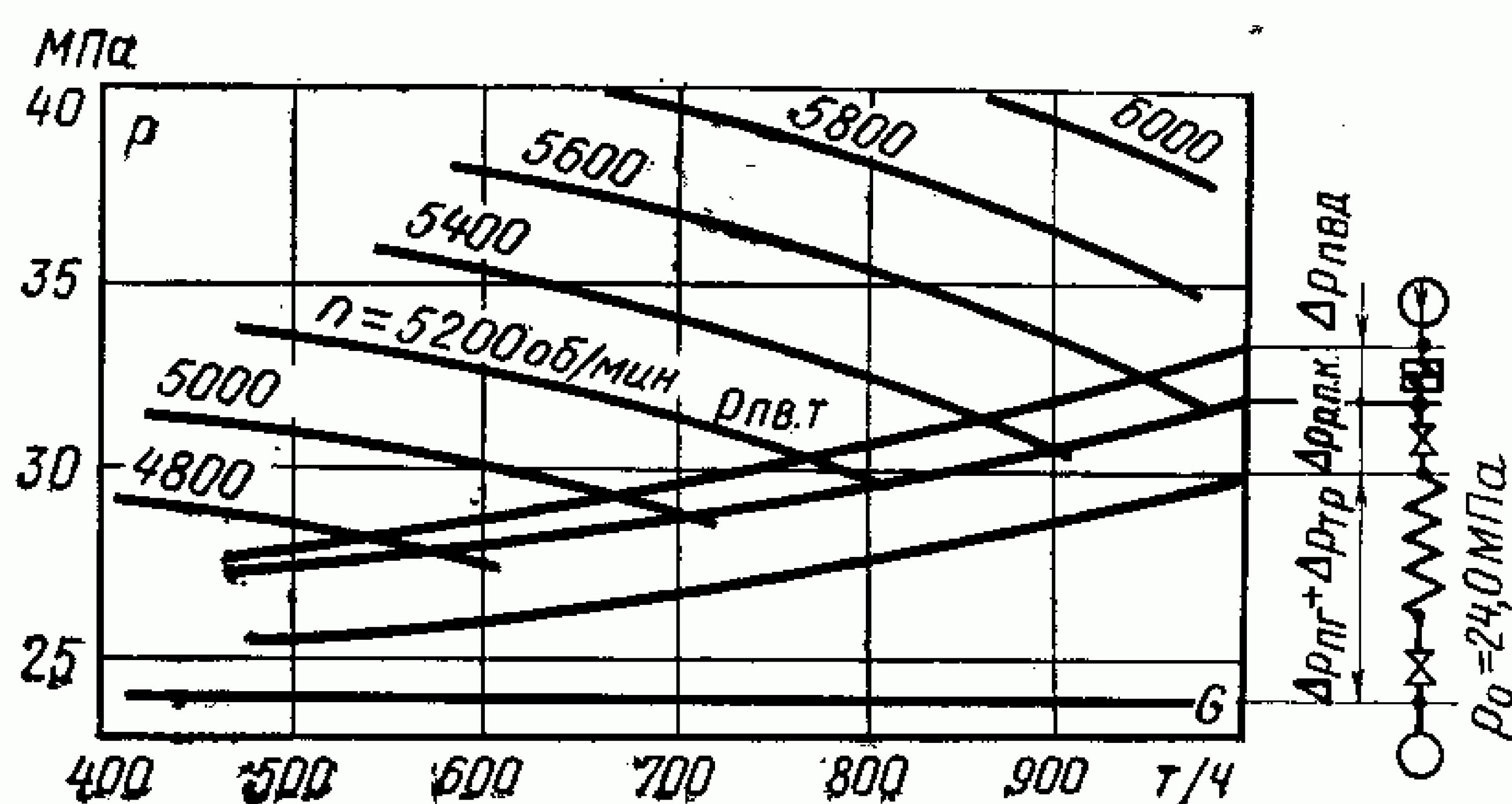


Рис. 11-16. Характеристики питательного турбонасоса ПТН-1150-340 и пароводяного тракта энергоблока.

$\Delta p_{ПВД}$, $\Delta p_{р.п.к}$, $\Delta p_{пг}$, $\Delta p_{тр}$ — потери давления в ПВД, регулирующем питательном клапане, в парогенераторе, трубопроводах свежего пара до стопорного клапана турбины.

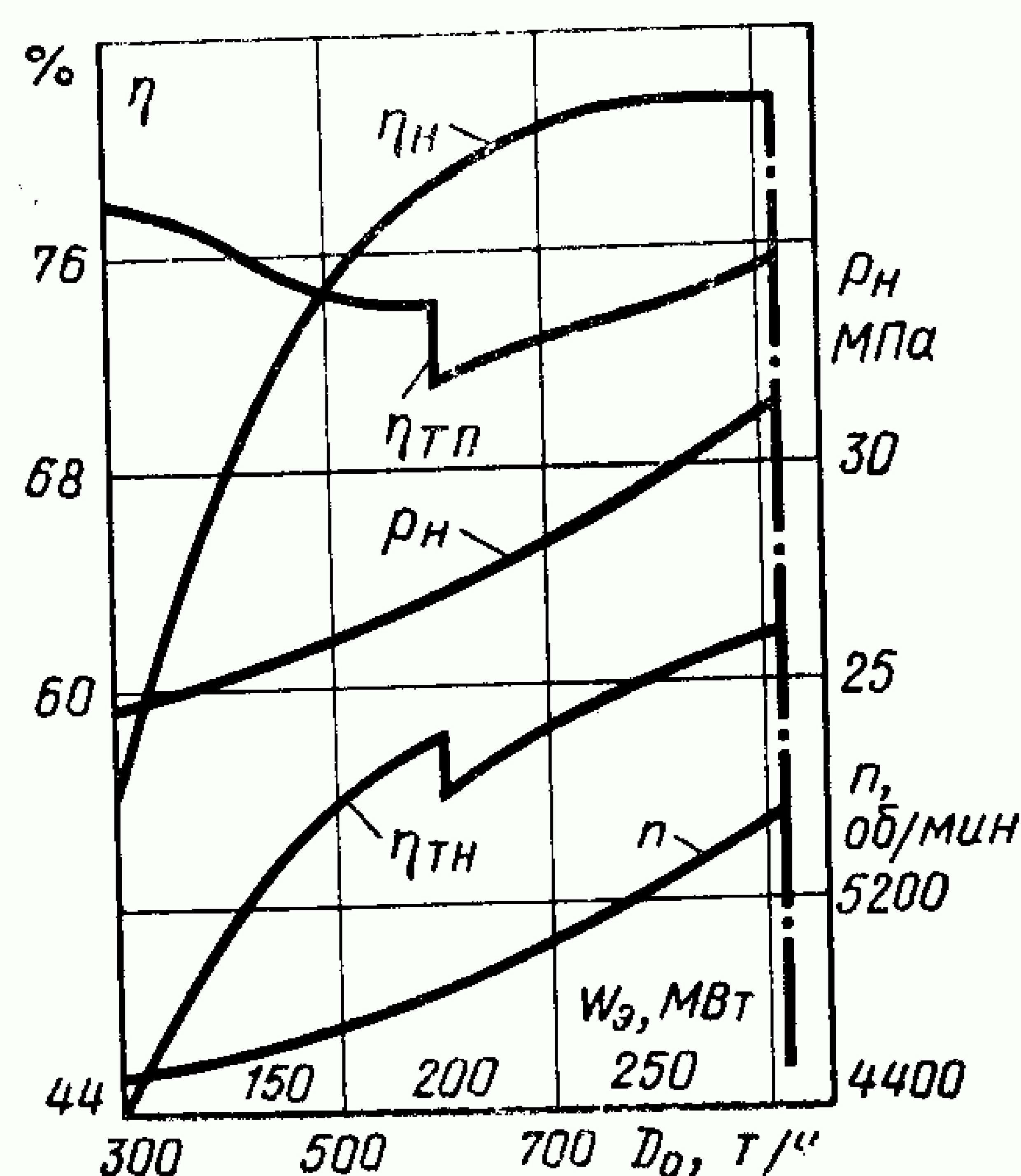


Рис. 11-17. Зависимость к. п. д. питательного насоса $\eta_н$ приводной турбины $\eta_{тп}$, турбонасоса $\eta_{тн}$, давления нагнетания $p_н$ и частоты вращения n от расхода пара на турбину D_0 и мощности $W_э$ энергоблока 300 МВт.

При работе насоса в соответствии с характеристикой пароводяного тракта, при постоянном перепаде давления в РПК 2,0 МПа, номинальной нагрузке и расходе воды 920 т/ч мощность, потребляемая насосом, составляет 10 100 кВт, число оборотов 5550 в минуту. При подаче 300 т/ч воды потребляется мощность 4000 кВт, частота вращения 4600 об/мин. Максимальная мощность, развиваемая турбоприводом при полностью открытых регулирующих клапанах равна 12 400 кВт, т. е. запас составляет 2300 кВт, или 23%.

Имеющийся запас мощности турбопривода обеспечивает устойчивую работу насосной группы в необходимой области нагрузок, но соответствующая потеря давления в регулирующем дроссельном клапане обусловливает потерю мощности около 500 МВт, увеличение расхода тепла на турбоустановку 15 кДж/(кВт·ч) и снижение экономичности энергоблока 0,2%. Аналогично в соответствии с расчетами каждые 10% запаса мощности турбопривода увеличивают расход тепла на турбоустановку на 7 кДж/(кВт·ч) и снижают экономичность энергоблока на 0,09%.

Пускорезервный электронасос энергоблока 300 МВт

Пускорезервный насосный агрегат энергоблока с турбиной ЛМЗ К-300-240 включает: питательный насос ПЭ-600-320 ЛМЗ (СВПЭ-320-550), редуктор ЛМЗ с передаточным отношением 2,60, гидромуфту ЛМЗ и электродвигатель АТД-8000.

Номинальная подача насоса 600 м³/ч, давление нагнетания 31,4 МПа; давление воды на входе 2,0 МПа, температура воды 165°С; частота вращения 7500 об/мин; мощность потребляемая насосом, 6300 кВт, к. п. д. 78%.

Скольжение гидромуфты при номинальном режиме 2—3%, максимальное 15—18%; температура масла на входе в гидромуфту 36—40°С, наибольший нагрев масла 45°С.

По данным испытаний двух энергоблоков 300 МВт на разных электростанциях, проведенных ОРГРЭС, к. п. д. насоса при номинальной нагрузке близок к расчетному значению 78% и возрастает примерно до 79% при увеличении подачи воды до 700 м³/ч.

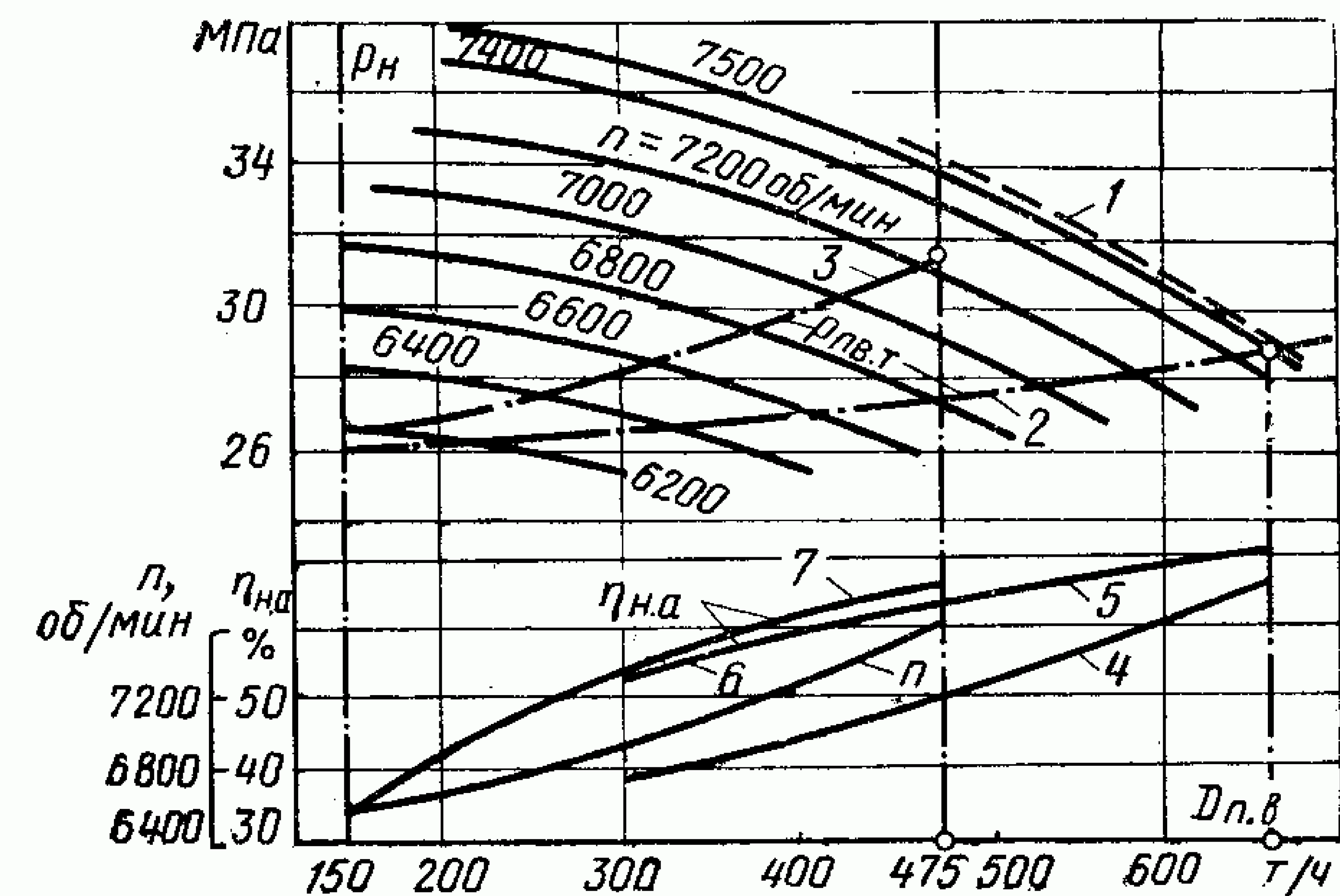


Рис. 11-18. Характеристики пускорезервного питательного насосного агрегата ПЭ-600-320 энергоблока 300 МВт.

1 — характеристика по результатам испытаний насоса энергоблока № 5 Черепетской ГРЭС; *2* — характеристика пароводяного тракта дубль-блока с парогенератором П-50 (в работе два корпуса); *3* — то же (в работе один корпус); *4* и *6* — частота вращения насоса при работе по характеристике пароводяного тракта энергоблока — два корпуса и один корпус парогенератора; *5* и *7* — к. п. д. насосного агрегата при работе по характеристике пароводяного тракта энергоблока — два корпуса и один корпус парогенератора ($\Delta p_{р.п.к}$=2,0 МПа). При номинальной нагрузке к. п. д. редуктора 98%, к. п. д. электродвигателя 96%.

Коэффициент полезного действия гидромуфты, %, можно выразить уравнением прямой

$$\eta_{гм} = 99{,}1 - 0{,}91 s,$$

где s — скольжение, %.

Фактический к. п. д. гидромуфты при расчетном скольжении 3% достигает 96%. На рис. 11-18 показаны характеристики пароводяного тракта и насосного агрегата, по данным испытаний ОРГРЭС, для условий работы дубль-блока с обоими корпусами (кривые *2*, *4* и *5*) и с одним корпусом (кривые *3*, *6* и *7*). По этим данным насосный агрегат обеспечивает мощность энергоблока 235 МВт при подаче воды 660 т/ч и давлении нагнетания около 29 МПа. При этом частота вращения насоса 7500 об/мин, мощность электродвигателя 7430 кВт, к. п. д. насосного агрегата 72%.

Пускорезервный насос обеспечивает также работу энергоблока с одним корпусом парогенератора, с нагрузкой его вплоть до 475 т/ч.

Приводная турбина питательных насосов энергоблоков 500 и 800 МВт

Приводная турбина питательных насосов энергоблоков 500 и 800 МВт с одновальным турбоагрегатом соединяется со стороны выхлопной части зубчатой муфтой с валом питательного насоса, а со стороны переднего подшипника — через одноступенчатый редуктор с передаточным числом 2,46 — с бустерным насосом мощностью до 1000 кВт при 1900 об/мин.

Турбина конденсационного типа питается паром из отбора главной турбины. Энергоблоки имеют по два турбонасоса с производительностью каждого, равной 50% полной при совместной работе. Каждый из турбонасосов обеспечивает 60% полной нагрузки энергоблока, а при питании через БРОУ — до 65% нагрузки энергоблока 800 МВт.

Приводные турбины обоих энергоблоков имеют по восемь рабочих ступеней, из которых первые четыре различаются проточной частью, Основные технические характеристики турбин при номинальной мощности энергоблока приведены в табл. 11-1.

Высота рабочих лопаток составляет 24—30 мм, в последней ступени 350 мм; окружная скорость на ее периферии превышает 400 м/с. Влажность пара за последней ступенью в ряде режимов достигает 10—13%.

Таблица 11-1

Техническая характеристика приводных турбин	Энергоблок, МВт	
	800	500
Параметры пара в отборе главной турбины:		
давление, МПа	1,6	1,0
температура, °С	443	378
Давление в конденсаторе, кПа	~6,0	~5,5
Расход пара, т/ч	50	65,5
Мощность, МВт	15,55	10,5
Частота вращения, об/мин	4650	4600

Турбины имеют дроссельное распределение свежего пара с полным открытием клапанов при номинальном режиме. Для обеспечения работы энергоблоков при низких нагрузках или с повышенными расходами питательной воды применен дополнительный обвод пара с подачей его за четвертую ступень. Применение автоматического перевода приводной турбины на питание ее паром из источника с более высокими параметрами позволит в дальнейшем отказаться от дополнительного обводного регулирования и повысить этим экономичность и надежность турбопривода.

За шестой ступенью турбины предусмотрен небольшой отбор пара для деаэрации конденсата приводной турбины.

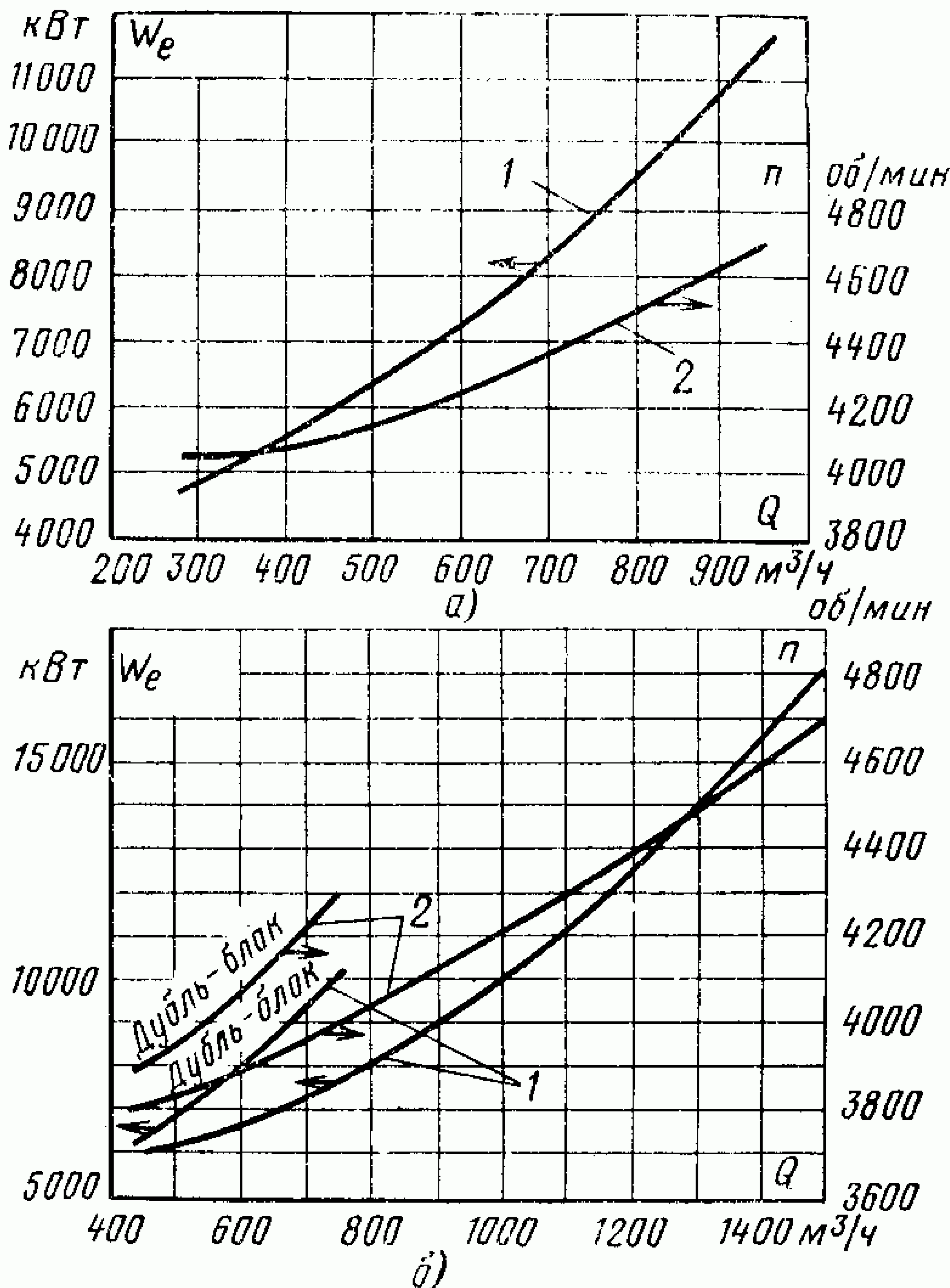


Рис. 11-19. Зависимость мощности и частоты вращения турбопривода от подачи воды главным питательным насосом.

а — энергоблок 500 МВт; *б* — энергоблок 800 МВт; *1* — эффективная мощность; *2* — частота вращения.

На рис. 11-19,а приведена зависимость мощности и частоты вращения турбопривода от подачи воды главным питательным насосом. Благодаря почти постоянному объемному пропуску пара расчетный к. п. д. турбины в диапазоне нагрузок от 100 до 45% изменяется незначительно, равняясь при номинальном режиме 83,5% по состоянию пара перед стопорным клапаном и 84,1% по состоянию перед соплами.

Питательный турбонасос энергоблока 30 МПа

Испытания питательного насосного агрегата с приводной турбиной конденсационного типа были проведены ВТИ для энергоблока с главной турбиной 30 МПа, 650°С предвключенного типа. Питательный агрегат типа ПТ-450-385 состоит из главного и бустерного насосов Сумского насосного завода и приводной турбины ХТГЗ. Главный насос соединен с валом приводной турбины непосредственно, а бустерный — через редуктор, понижающий число оборотов примерно вдвое.

Расчетная характеристика насосов при номинальном режиме приведена в табл. 11-2.

Таблица 11-2

Техническая характеристика насосов	Насосы	
	Бустерный	Главный
Подача, м³/ч	500	450
Температура воды, °С	158	160
Давление на входе в насос, МПа	~0,65	~8,8
Давление нагнетания, МПа	~9,0	~38,0
Частота вращения, об/мин	2850	5700
Потребляемая мощность, кВт	1470	5000
Коэффициент полезного действия, %	72	75

Из напорной линии бустерного насоса отводится 110 т/ч воды для впрыска в БРОУ-2. Из камеры первой ступени главного насоса отбирается около 80 т/ч воды с давлением 12 МПа для впрыска в промежуточный перегреватель и БРОУ-1. Эффективная мощность приводной турбины 6560 кВт, наибольшая частота вращения 6000 об/мин, параметры пара перед турбиной 2,9 МПа и 400°С; парораспределение сопловое; расчетный внутренний относительный к. п. д. 81%. Конденсат

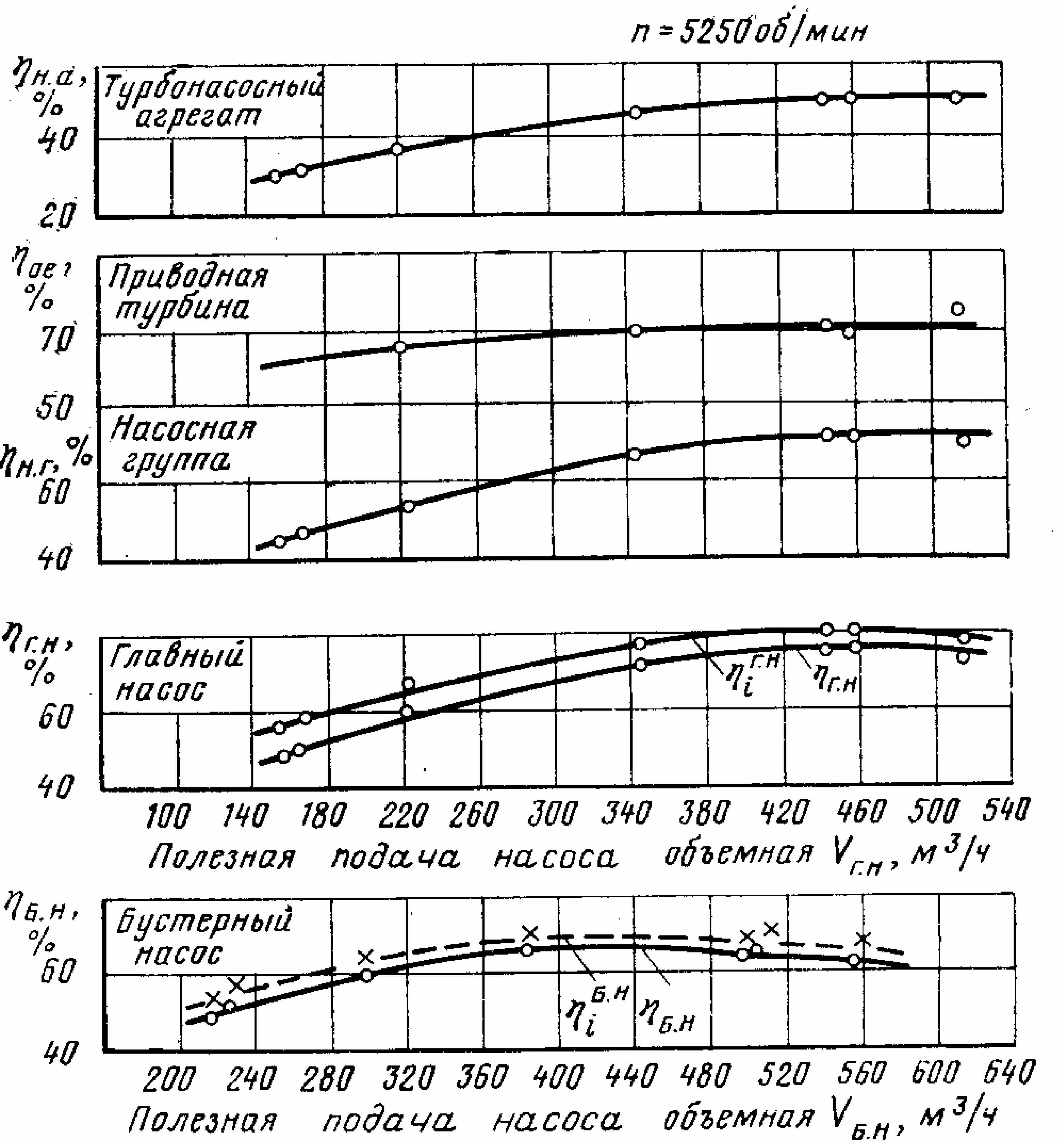


Рис. 11-20. Зависимость к. п. д. главного и бустерного насосов, приводной турбины и турбонасосного агрегата энергоблока с предвключенной турбиной 30 МПа, 100 МВт от объемного расхода воды V, м³/ч; η_i — внутренний к. п. д.; η — полный к. п. д.

приводной турбины подогревается паром из двух нерегулируемых отборов этой турбины до 146°С.

На рис. 11-20 показана зависимость от объемной подачи воды, м³/ч, к. п. д. бустерного насоса $\eta_{б.н}$, главного насоса $\eta_{г.н}$, насосной группы $\eta_{н.г}$, приводной турбины $\eta^{т}_{oe}$ и турбонасосного агрегата $\eta_{н.а}$ при 5250 об/мин.

Максимальное значение к. п. д. главного насоса с учетом потерь в концевых уплотнениях 74%, насосной группы 72%, турбонасосного агрегата в целом 50%.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА (ПТС) ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

12-1. СОДЕРЖАНИЕ И ЗНАЧЕНИЕ ПТС

Принципиальная тепловая схема (ПТС) электростанции определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии на электростанции. Она включает основное и вспомогательное теплоэнергетическое оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящее в состав пароводяного тракта электростанции.

На чертеже, изображающем ПТС, показывают теплоэнергетическое оборудование вместе с линиями (трубопроводами) пара и воды (конденсата), связывающими это оборудование в единую установку.

В состав электростанции входят несколько турбоагрегатов и парогенераторов с вспомогательным оборудованием. Принципиальная тепловая схема изображается обычно как одноагрегатная и однолинейная схема, одинаковое оборудование изображается в схеме условно один раз; линии технологической связи одинакового назначения также показывают в виде одной линии; иначе говоря, каждый элемент данного рода показывают в ПТС один раз.

Отсюда следует, в частности, что ПТС электростанции с блочной структурой при одинаковых энергоблоках сводится к принципиальной тепловой схеме энергоблока.

При неблочной структуре электростанции, имеющей одинаковые турбоустановки и одинаковые парогенераторы, ПТС также сводится к принципиальной тепловой схеме одноагрегатной электростанции. Принципиальная тепловая схема электростанций с разнотипным оборудованием составляется из ПТС частей (секций) электростанций с одинаковыми агрегатами. Так, например, если на блочной конденсационной электростанции имеются турбоагрегаты 300 и 800 МВт, то ПТС составляется из схем этих энергоблоков.

Для ТЭЦ с промышленной и отопительной нагрузкой и разнотипными теплофикационными турбоагрегатами (ПТ, Р, Т), технологически связанными между собой (линиями промышленного отбора пара, подогрева добавочной и подпиточной воды и обратного конденсата и т. п.), ПТС составляется как единая схема, состоящая из взаимно связанных схем агрегатов разных типов.

В состав принципиальной тепловой схемы, кроме основных агрегатов и связывающих их линий пара и воды, входят: регенеративные подогреватели высокого и низкого давления с охладителями пара и дренажей; деаэраторы питательной и добавочной воды; трубопроводы отборов пара от турбин к подогревателям; питательные, конденсатные и дренажные насосы; линии основного конденсата и дренажей, добавочной воды. При термической водоподготовке в схему включают испарительную установку. Схемы ТЭЦ включают, кроме того, сетевые подогревательные установки, иногда — испарительные или паропреобразовательные установки с соответствующими линиями трубопроводов. Сетевые подогреватели входят также в схемы первых энергоблоков КЭС и используются для отопления зданий жилого поселка и служебных помещений электростанции. В состав ПТС входят также вспомогательные устройства и теплообменники; расширители и охладители продувочной воды парогенераторов барабанного типа; охладители пара эжекторных установок и уплотнений; линии отвода пара из уплотнений турбин к различным подогревателям воды.

В ПТС электростанций с энергоблоками мощностью 250 МВт и больше входят приводные турбины питательных насосов с линиями пара и воды. В схему ТЭС могут входить также приводные турбины воздуходувок газомазутных парогенераторов под наддувом, паровые или водяные подогреватели воздуха; линии отвода пара на сушку топлива с охладителями, отвода пара на разогрев мазута; водяные экономайзеры низкого и высокого давления.

Основой ПТС является схема технологической связи парогенератора и турбоустановки совместно со схемой регенеративного подогрева воды, на ТЭЦ, кроме того, вместе со схемами отпуска тепла с паром и водой (включая, в частности, пиковые водогрейные котлы).

На чертеже ПТС показывают также часть арматуры, необходимой для нормальной работы элементов оборудования, например дроссельный регулирующий клапан на подводе пара к деаэратору и т. п.

Принципиальная тепловая схема с указанием параметров пара и воды и полученные в результате ее расчета значения энергетических показателей определяют уровень технического совершенства энергоблока и электростанции, а также в значительной мере их экономические показатели. ПТС является основной расчетной технологической схемой проектируемой электростанции, позволяющей по заданным энергетическим нагрузкам определить расходы пара и воды во всех частях установки, ее энергетические показатели.

На основе расчета ПТС определяют технические характеристики и выбирают тепловое оборудование, разрабатывают *развернутую* (детальную) тепловую схему энергоблоков и электростанции в целом.

Рационализацию и модернизацию тепловой схемы действующих электростанций осуществляют также на основе расчетов ПТС.

Принципиальная тепловая схема является основной технологической и расчетной схемой тепловой электростанции любого типа: паротурбинной и газотурбинной на органическом топливе, атомной электростанции на ядерном горючем.

12-2. СОСТАВЛЕНИЕ И ПРИМЕРЫ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Общие указания

Составлению принципиальной тепловой схемы электростанции предшествует решение следующих существенных вопросов, определяющих профиль электростанции:

1. На основании данных об энергетических нагрузках выбирают энергетический тип электростанции — чисто конденсационный или теплофикационный.

2. Для конденсационной электростанции устанавливают общую электрическую мощность, тип и мощность отдельных энергоблоков, определяют начальные параметры пара,

число ступеней и параметры пара промежуточного перегрева.

3. При проектировании ТЭЦ устанавливают электрическую и тепловую ее мощность, намечают тип и число теплофикационных турбоагрегатов, уточняемые в результате расчета ПТС.

4. Выбирают тип парогенератора: при докритическом давлении пара барабанный или прямоточный; при сверхкритическом давлении — прямоточный.

5. В зависимости от вида топлива выбирают способ его подготовки.

На основе принятых решений по профилю электростанции и основного ее оборудования переходят непосредственно к разработке принципиальной тепловой схемы.

Принципиальную тепловую схему электростанции (энергоблока) нового типа разрабатывают на основе имеющихся теоретических исследований, опыта эксплуатации действующих эелктростанций, новых технических предложений и результатов технико-экономических расчетов.

В ПТС электростанции на существующем оборудовании вносят изменения и дополнения, обусловленные местными условиями: характером энергетических нагрузок, видом и стоимостью топлива, качеством исходной воды и т. п. Так, при базовой нагрузке и дорогом топливе целесообразно развивать схему регенеративного подогрева воды, в частности установкой охладителей регенеративного пара и дренажей и т. п. В зависимости от качества исходной сырой воды в источнике водоснабжения выбирают химическую или термическую подготовку добавочной воды. При использовании испарителей и дорогом топливе в схему включают отдельный конденсатор испарительной установки; при дешевом топливе вторичный пар испарителей конденсируют в регенеративном подогревателе, присоединенном к отбору более низкого давления, следующему за отбором пара на испаритель.

Вид принципиальной тепловой схемы промышленной ТЭЦ зависит существенно от начальных параметров, типа парогенераторов, принятого способа отпуска пара.

Принципиальная тепловая схема конденсационной электростанции

При составлении ПТС конденсационной электростанции решают следующие задачи:

1. Уточняют начальные параметры свежего пара и параметры промежуточного перегрева.

2. Выбирают число регенеративных отборов и конечную температуру подогрева питательной воды: выбирают тип регенеративных подогревателей, преимущественно поверхностный, для части подогревателей низкого давления — смешивающий (контактный).

3. При установке поверхностных подогревателей выбирают схему отвода дренажей (каскадную или с дренажными насосами).

4. Решают вопрос о применении и схеме охладителей регенеративного пара и дренажей.

5. Выбирают схему включения деаэратора питательной воды как предвключенного или в виде самостоятельной ступени регенеративного подогрева воды, на постоянном или скользящем давлении.

6. Выбирают тип питательных насосов — обычно одноподъемный, включаемый за деаэратором.

7. Устанавливают тип привода рабочих питательных насосов — для крупных энергоблоков обычно паротурбинный.

8. Выбирают тип приводной турбины питательного насоса — с конденсацией пара или с противодавлением, а также схему включения приводной турбины в тепловую схему турбоустановки.

9. Для электростанции на газо-мазутном топливе с парогенераторами под наддувом выбирают тип привода воздуходувок и, в случае турбинного их привода — тип приводной турбины и схему ее включения.

10. В случае паровой подсушки влажного твердого топлива предусматривают отвод пара из отбора турбины на подсушку топлива, а также способ охлаждения этого пара (в смешивающем или поверхностном охладителе).

11. Предусматривают отвод пара для подогрева мазута.

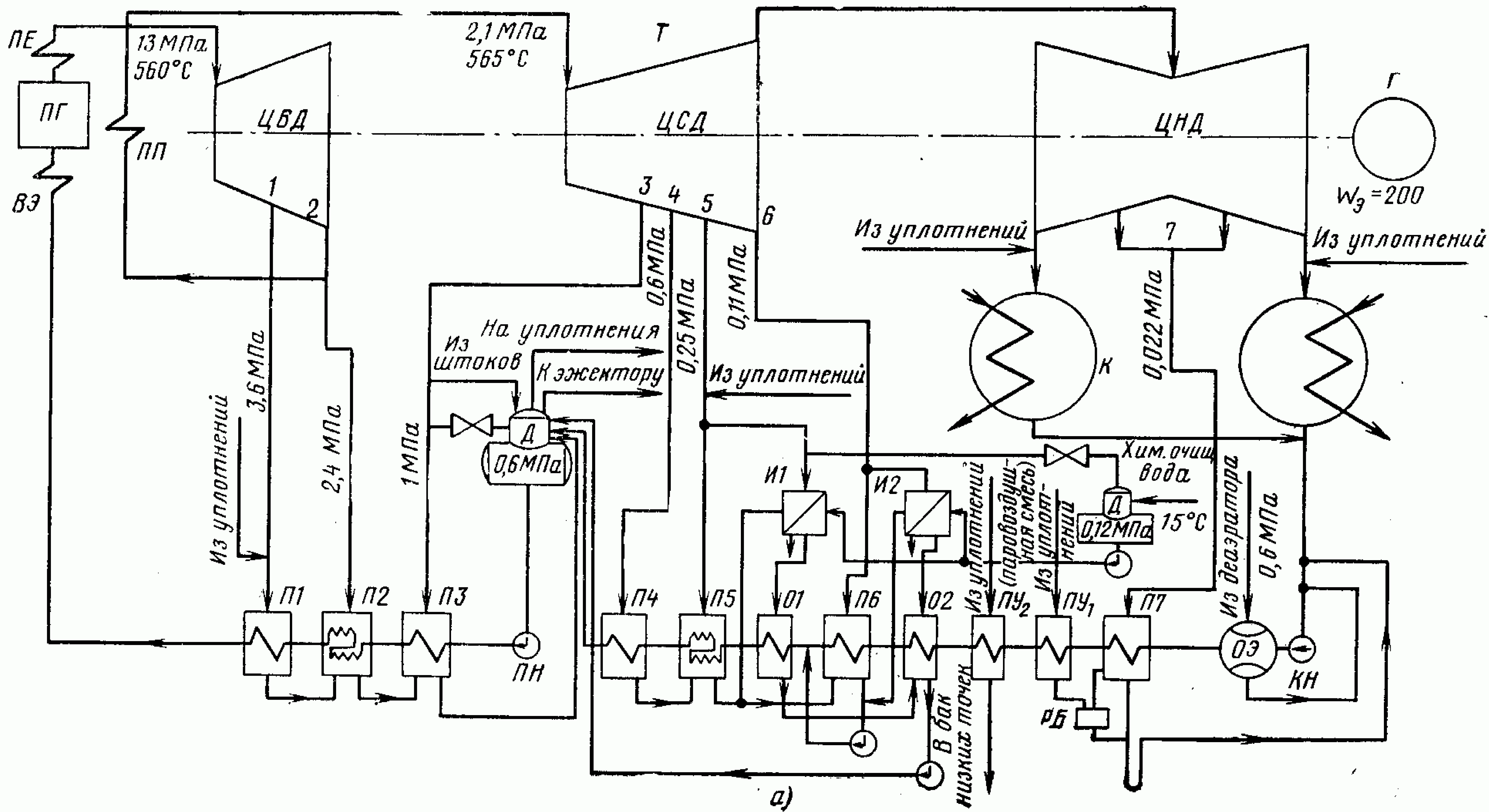
12. При регенеративном подогреве воздуха для парогенераторов выбирают теплоноситель — пар из отборов турбины, основной конденсат, питательную воду.

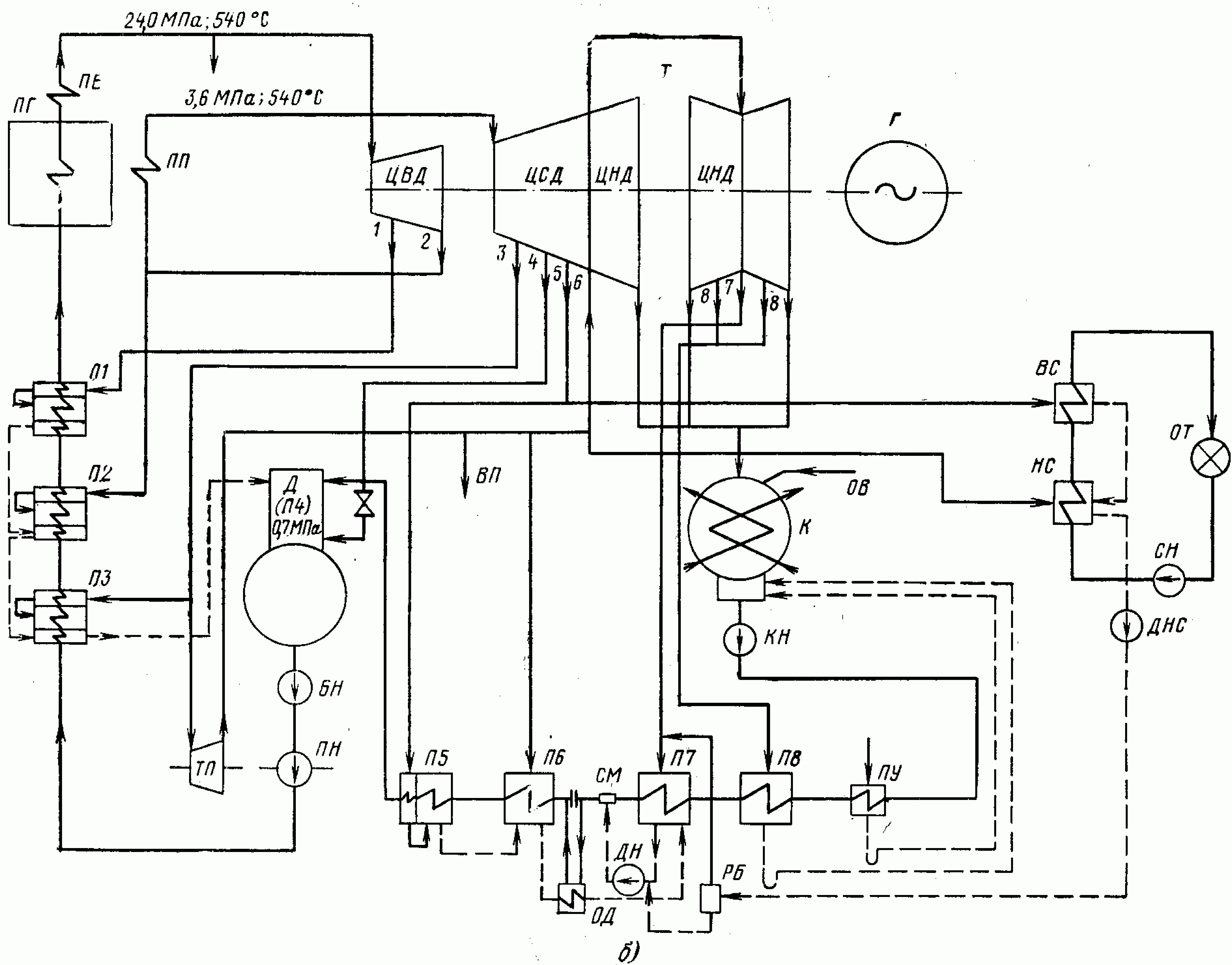
13. При установке в газовом тракте парогенератора экономайзеров высокого или низкого давления предусматривают отвод основного конденсата или питательной воды к ним.

14. Выбирают схему подготовки добавочной воды — химическую или термическую. При установке испарителей выбирают тип конденсатора вторичного пара.

15. В схеме электростанции с докритическим давлением и парогенераторами барабанного типа предусматривают установку расширителей и охладителей продувочной воды.

16. В тепловую схему на линии основного конденсата перед регенеративными подогревателями низкого давления включают вспомогательные теплообменники-охладители: пара


ПЕ
13 МПа
560°С
ПГ
ПП
ВЭ
ЦВД
1
2
2,1 МПа
565°С
Т
ЦСД
3
4
5
6
ЦНД
Г
$W_э = 200$
Из уплотнений
7
Из уплотнений
3,6 МПа
2,4 МПа
1 МПа
Из уплотнений
Из штоков
На уплотнения
К эжектору
Д
0,6 МПа
0,6 МПа
0,25 МПа
0,11 МПа
Из уплотнений
К
0,022 МПа
И1
И2
Хим. очищ. вода
Д
0,12 МПа
15°С
Из деаэратора
0,6 МПа
П1
П2
П3
ПН
П4
П5
О1
П6
О2
Из уплотнений
(паровоздушная смесь)
ПУ2
Из уплотнений
ПУ1
П7
ОЭ
КН
РБ
В бак низких точек
а)


24,0 МПа; 540°С
ПЕ
ПГ
3,6 МПа; 540°С
ПП
Т
ЦВД
ЦСД
ЦНД
ЦНД
Г
1
2
3
4
5
6
8
7
8
П1
П2
П3
Д
(П4)
0,7 МПа
ВП
БН
ПН
ТП
ВС
ОТ
НС
СН
ДНС
ОВ
К
КН
П5
П6
СМ
П7
П8
ПУ
ДН
РБ
ОД
б)

ЛЕ
ПГ
ПП
ЦВД
ЦСД
Т
ЦНД1
ЦНД2
Г
2 1 3 4 5 6
9 8 7 8 9
ПО3 ПО4 ПО5
ВП
П1
П2
П3
ЛС
Д
(ПЧ)
УЭ
ПНИ
ПОВ
И
ОВ
БН
ТП
ЛН
К
КН
П5 П6 П7 П8 П9 ОУ ОЭ
ДН
ВС
НС
ОТ
СН
ДНС

в)

После промперегрева
24,0 МПа
На промперегрев
560°C
3,2 МПа 540°C
Ц.В.Д
Ц.С.Д
Ц.Н.Д 1
Ц.Н.Д 2
Ц.Н.Д.3
800 МВт
На подогрев воздуха
Из уплотнений
Добавка х.о.в.
На разогрев растопочного мазута
На сушку топлива
П8 П7 П6
Из штоков
В коллектор
Д
0,7МПа
Из уплотнений
БН
ПН
Турбопривод
№1
№2
ДН
ВС НС
После подогрева воздуха
РБ
После сушки топлива
Выпар
из уплотнений
П4 П3 П2 СП2 П1 СП1
Конденсат
Обессоливающая установка
В бак низких точек

г)

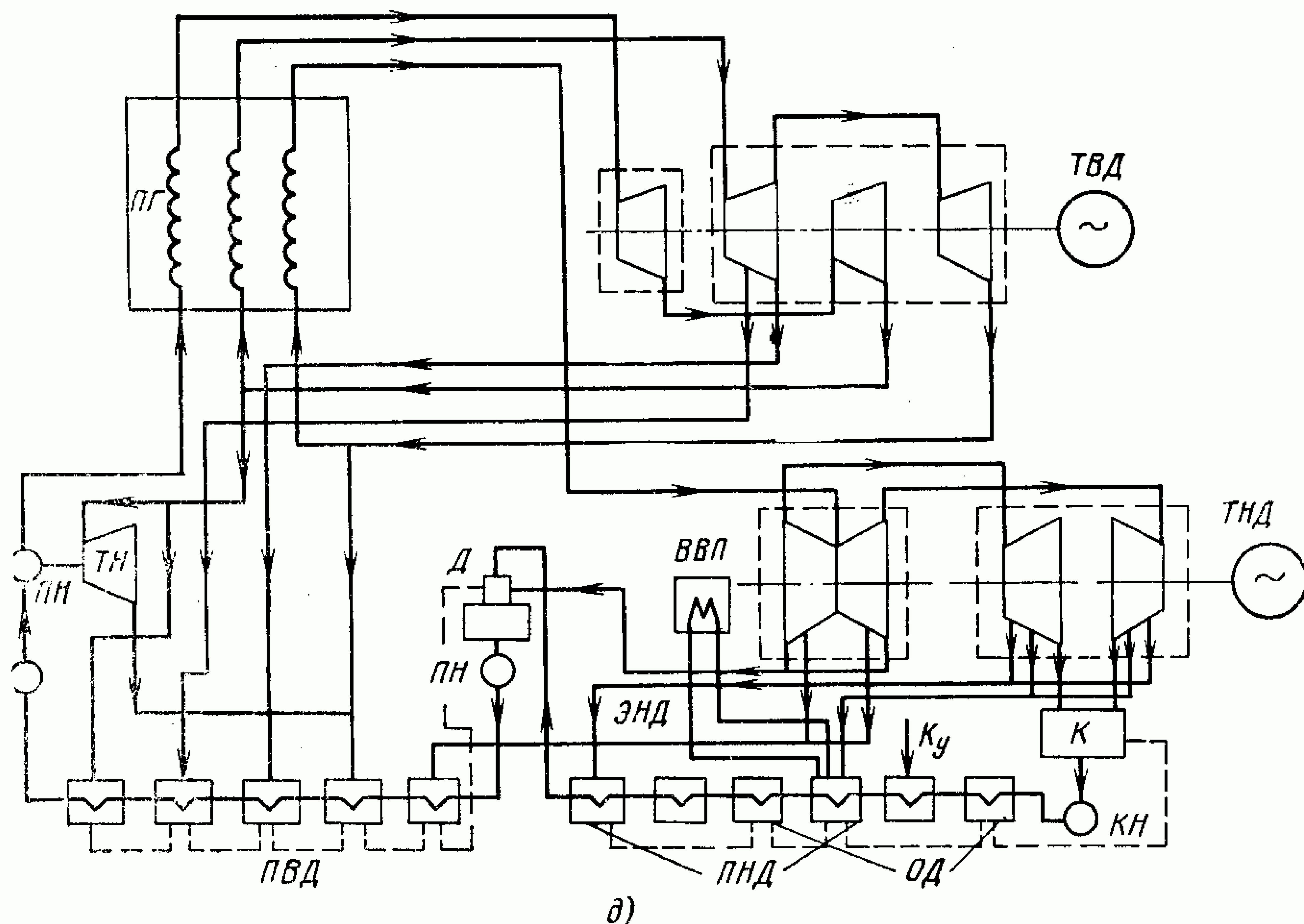


Рис. 12-1. Примеры принципиальной тепловой схемы конденсационных электростанций с турбоустановками различных типов.

а — К-200-130 (ЛМЗ); *б* — К-300-240 (ЛМЗ); *в* — К-500-240 (вариант); *г* — К-800-240-2; *д* — ТЭС Эддистон: *ПГ* — прямоточный парогенератор 908 т/ч, 35 МПа, 650°С; *ТВД* — турбоагрегат высокого давления 145 МВт; *ТНД* — турбоагрегат низкого давления 1,7 МПа, 565°С, 180 МВт; *ВВП* — водовоздушный подогреватель; *ЭНД* — экономайзер низкого давления.

из эжекторов конденсаторов турбины (применяют и водяные эжекторы); пара из концевых уплотнений турбины и их эжекторов; иногда в тепловую схему включают газоохладители электрических генераторов.

17. Составляют схемы протечек пара через уплотнения турбин (главной и приводных) и его использования в регенеративных и вспомогательных подогревателях.

18. На первых двух энергоблоках новой электростанции устанавливают сетевую двухступенчатую подогревательную установку для отопления.

19. При составлении ПТС электростанции (энергоблока) предусматривают возврат конденсата приводных турбин питательных насосов и воздуходувок, паровых сушилок топлива и воздушных калориферов.

20. Выбирают способ ввода в цикл добавочной воды. Добавочная химически обессоленная вода вводится обычно в конденсатор основной турбины. Питательная вода испарителей проходит предварительно через охладители их продувки и деаэраторы, обычно атмосферного типа (0,11 МПа).

Правильно и рационально составленная принципиальная тепловая схема должна обеспечивать полный материальный баланс потоков пара и воды в любой ее точке, оптимальные энергетические и экономические показатели энергоблока.

На рис. 12-1,*а* — *г* показаны принципиальные тепловые схемы серийных советских энергоблоков, а на рис. 12-1,*д* — энергоблока ТЭС Эддистон (США).

Принципиальная тепловая схема теплоэлектроцентрали

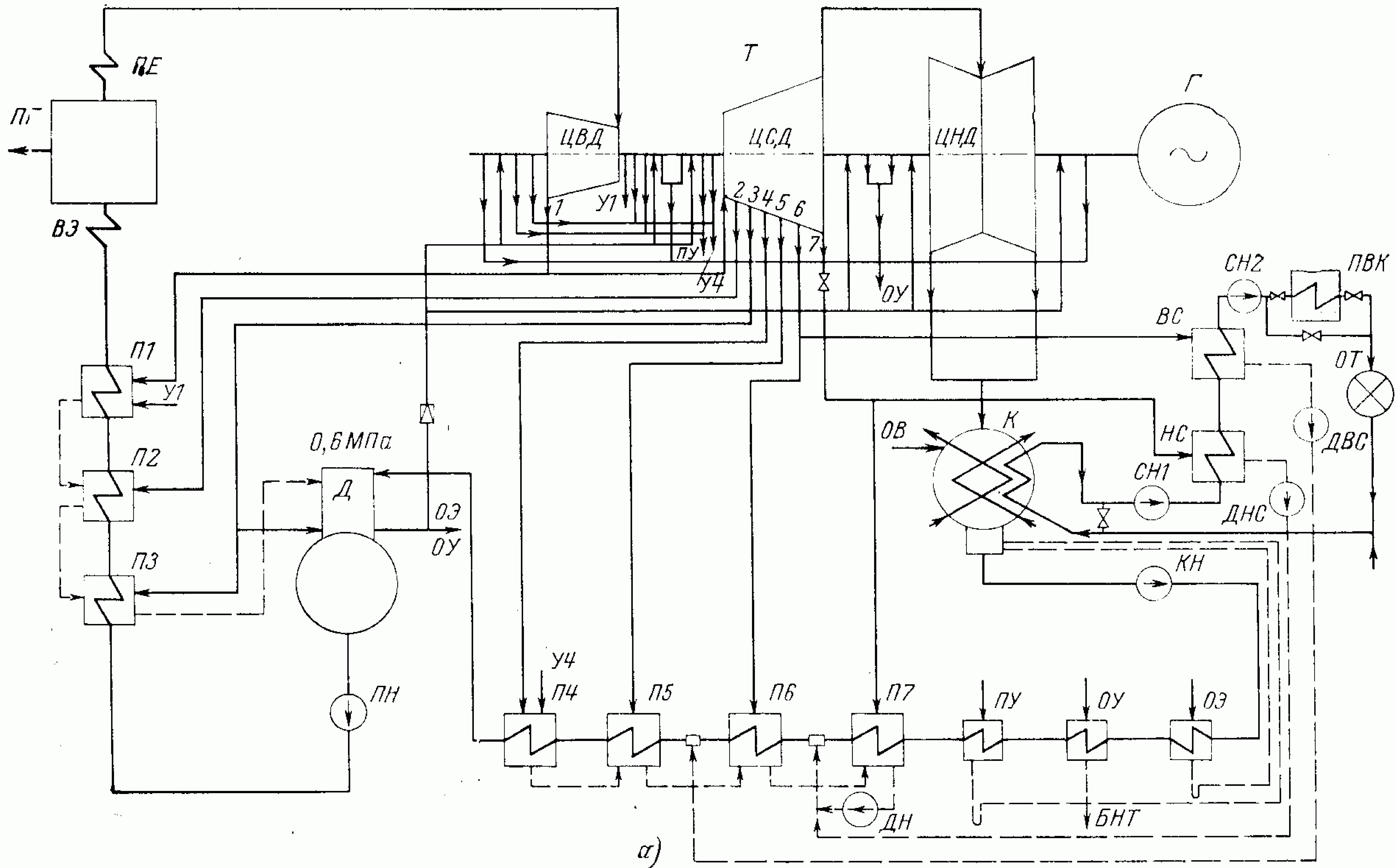
Составление принципиальной тепловой схемы ТЭЦ имеет ряд особенностей. Для ТЭЦ с однотипными турбоагрегатами (типа Т или ПТ) составляют схему данной турбоустановки. На ТЭЦ с промышленной и отопительной нагрузкой часто устанавливают теплофикационные турбоагрегаты двух или трех различных типов (ПТ, Р, Т) технологически связанные между собой. Так, общими являются линии промышленного отбора пара турбин ПТ и Р, линии обратного конденсата внешних потребителей, добавочной воды, подпиточной воды тепловой сети. Однако сетевые подогревательные установки выполняют обычно индивидуальными у каждого турбоагрегата типа Т или ПТ. На такой сложной ТЭЦ с разнотипными турбоагрегатами принципиальная тепловая схема включает по одному турбоагрегату каждого типа.

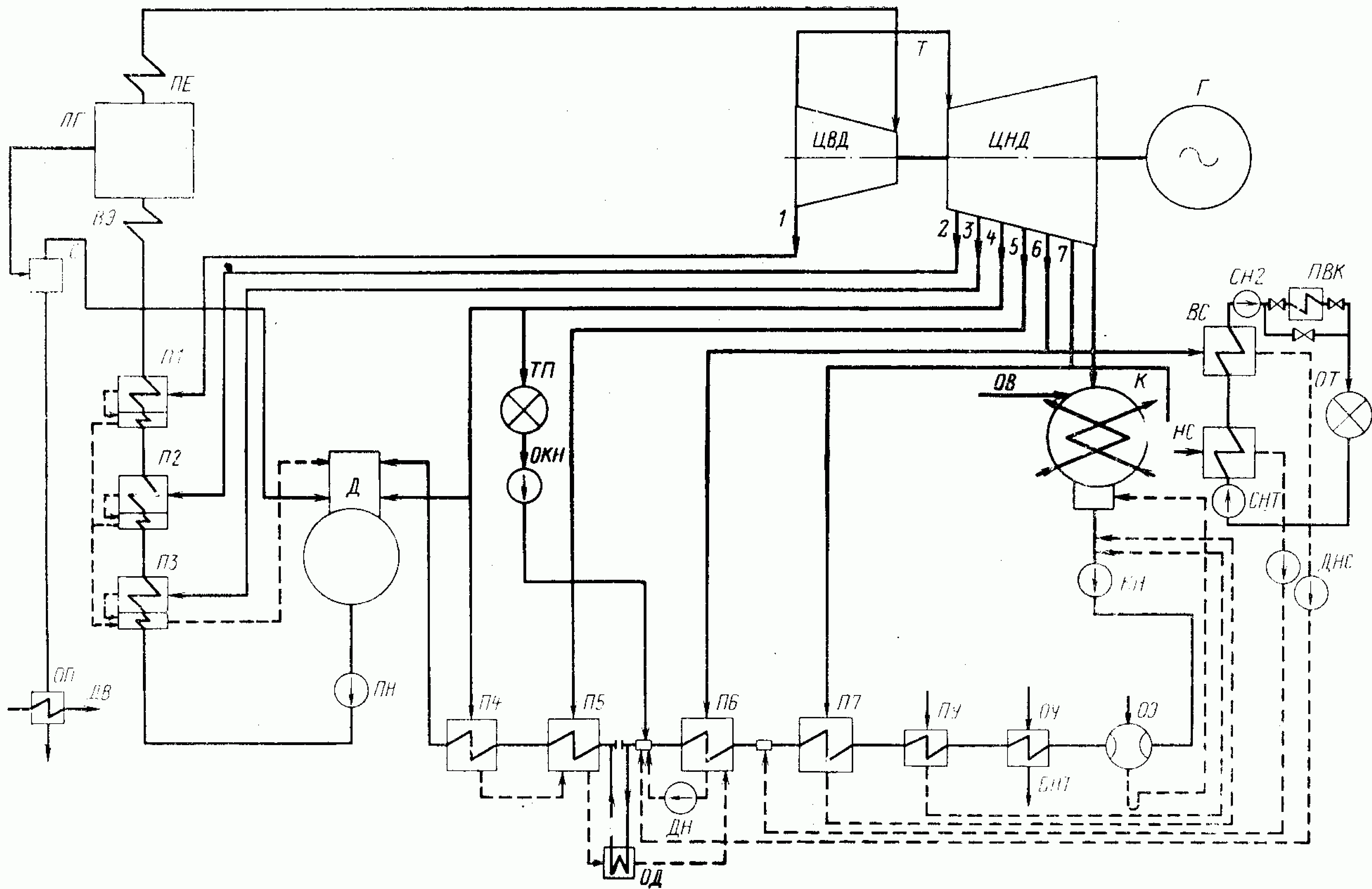
ПТС такой ТЭЦ включает схемы отпуска пара и горячей воды, а также регенеративного подогрева воды для каждого турбоагрегата, подготовки добавочной и подпиточной воды и т. д.

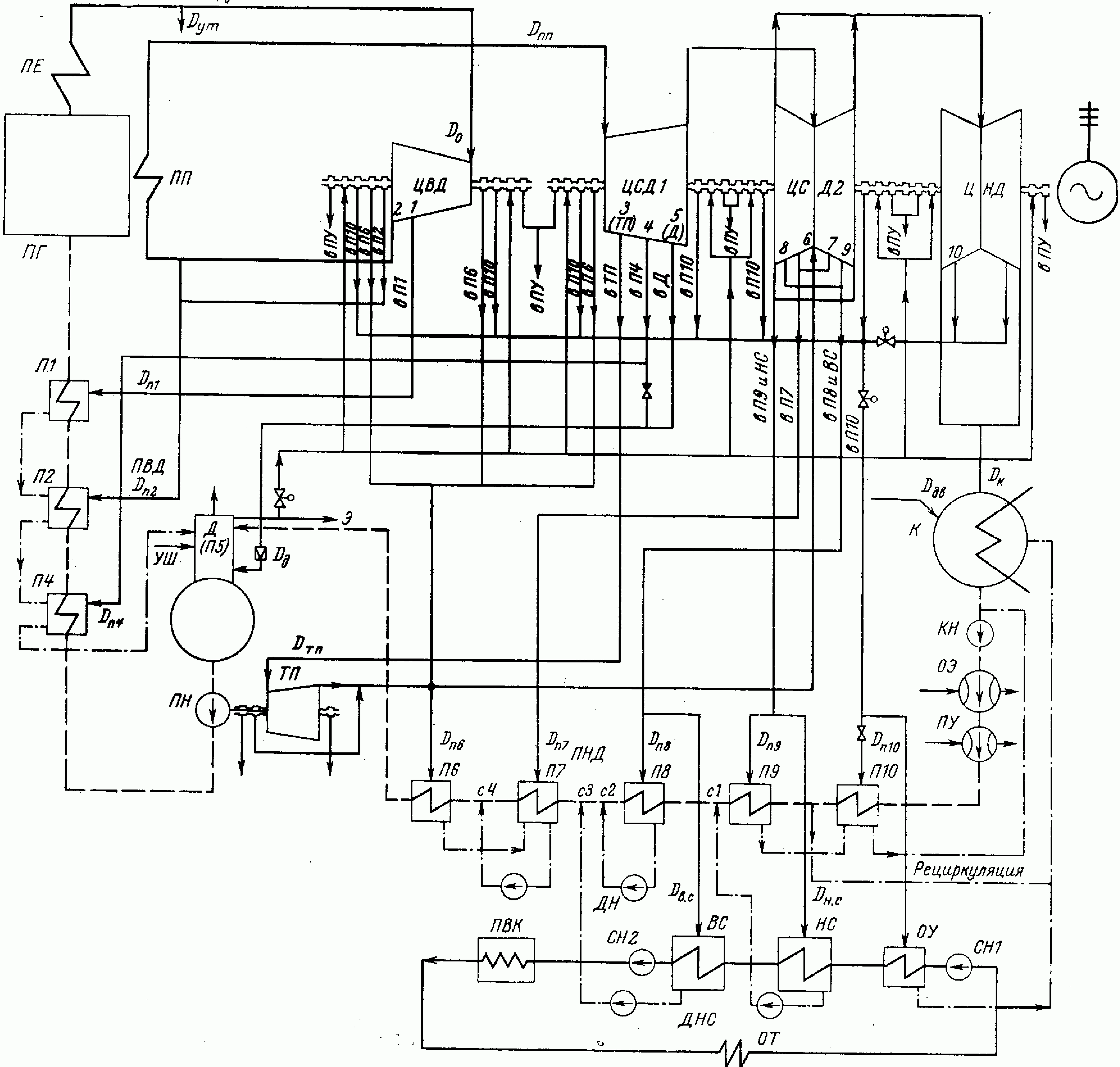
В схеме с разнотипными турбоагрегатами, но с одинаковыми парогенераторами, показывают условно один парогенератор, при разнотипных парогенераторах — по одному парогенератору каждого типа.

Принципиальную тепловую схему ТЭЦ с разнотипными турбоагрегатами можно при предварительных ориентировочных расчетах представить схемой одного условного «эквивалентного» турбоагрегата типа ПТ, обеспечивающего заданные электрическую мощность, отпуск пара и горячей воды данных параметров.

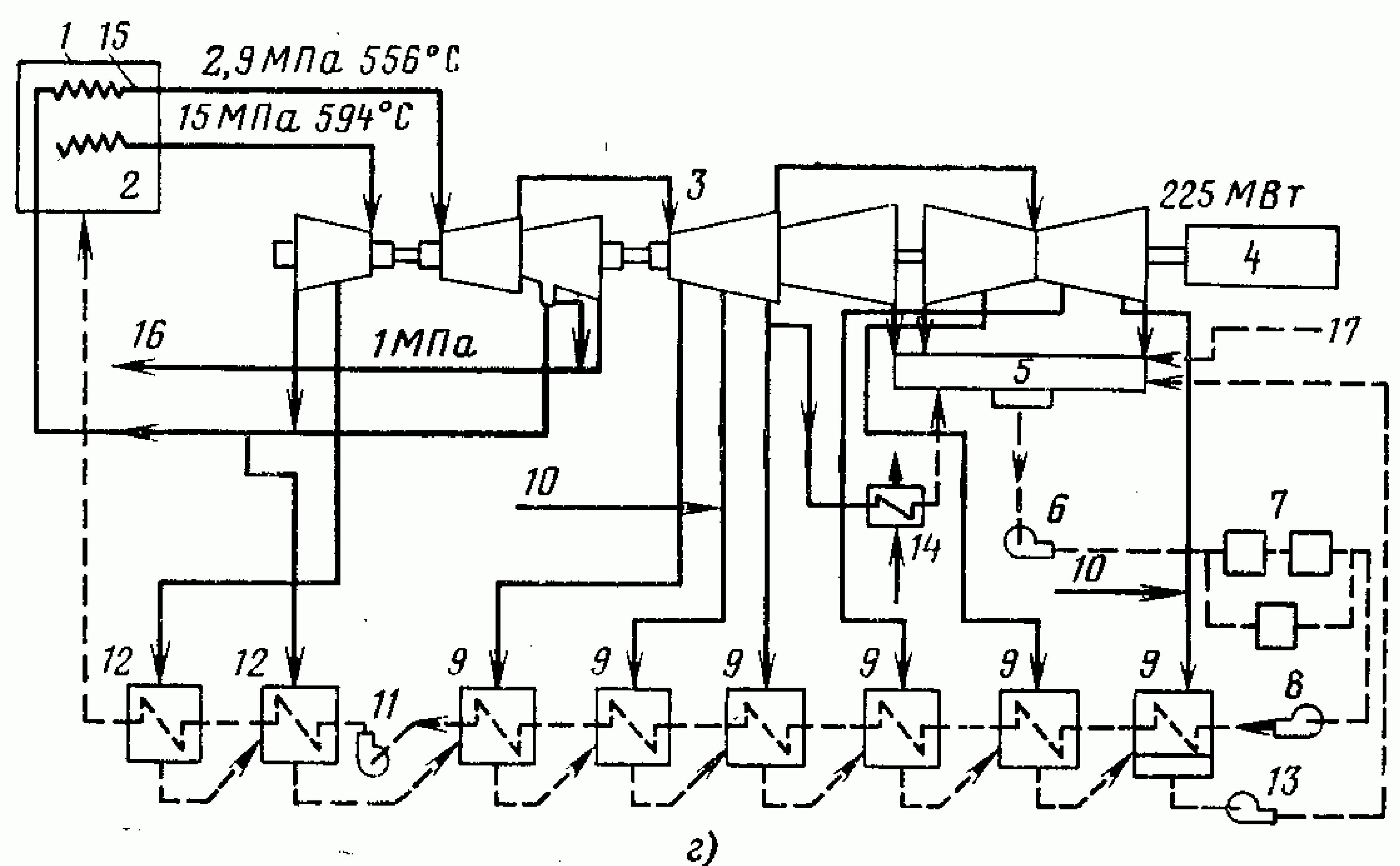
При проектировании ТЭЦ необходимо в результате расчетов ПТС уточнить состав ее


13 МПа
ПЕ
ПГ
ВЭ
Т
ЦВД
ЦСД
ЦНД
Г
1
У1
2 3 4 5 6
7
ПУ
У4
ОУ
СН2
ПВК
ВС
ОТ
П1
У1
П2
П3
0,6 МПа
Д
ОЭ
ОУ
ОВ
К
НС
СН1
ДВС
ДНС
КН
ПН
У4
П4
П5
П6
П7
ПУ
ОУ
ОЭ
ДН
БНТ
а)


Т
ПЕ
ПГ
ЦВД
ЦНД
Г
ВЭ
1
2 3 4 5 6 7
СН2
ПВК
ВС
П1
ТП
ОВ
К
ОТ
НС
П2
Д
ОКН
СНТ
П3
ДНС
ПН
ОП
ДВ
П4
П5
П6
П7
ПУ
ОУ
ОЭ
ДН
ОД
б)



в)



г)

Рис. 12-2. Примеры принципиальной тепловой схемы теплоэлектроцентралей с турбоустановками различных типов.

а — Т-100-130; *б* — ПТ-135-130; *в* — Т-250-240; *г* — ТЭЦ Линден: *1* — парогенератор; *2* — пароперегреватель; *3* — турбоагрегат; *4* — электрический генератор; *5* — конденсатор; *6* — конденсатный насос; *7* — охладители; *8* — конденсатный насос второго подъема; *9* — регенеративные ПНД; *10* — протечки из уплотнений; *11* — питательный насос; *12* — регенеративные ПВД; *13* — дренажный насос; *14* — подогреватель воздуха; *15* — промежуточный пароперегреватель; *16* — отбор пара на производство; *17* — подвод добавочной воды.

основного и вспомогательного оборудования в соответствии с заданными значениями электрической и тепловой нагрузки.

Оптимальный набор турбоагрегатов ТЭЦ производят на основании расчетов ПТС и последующего технико-экономического сравнения вариантов.

Разработка принципиальной тепловой схемы ТЭЦ включает следующие этапы:

1) подбор турбоагрегатов одного или различных типов, обеспечивающий заданную электрическую и тепловую нагрузку;

2) составление схемы отпуска тепла с паром и горячей водой (или только с одним теплоносителем);

3) разработку схемы подготовки конденсата и питательной воды, включающей регенеративные подогреватели, деаэратор, дополнительные теплообменники, насосы питательные, конденсатные, дренажные и т. п., для каждого типа турбоагрегата;

4) составление схем подготовки добавочной воды для питания парогенераторов и подпиточной воды для тепловой сети, с включением необходимых деаэраторов, подогревателей и т. п.

На рис. 12-2,*а* и *в* показаны принципиальные тепловые схемы ТЭЦ с серийными советскими теплофикационными турбоагрегатами типа Т, на рис. 12-2,*б* — типа ПТ, а на рис. 12-2,*г* — ТЭЦ Линден (США).

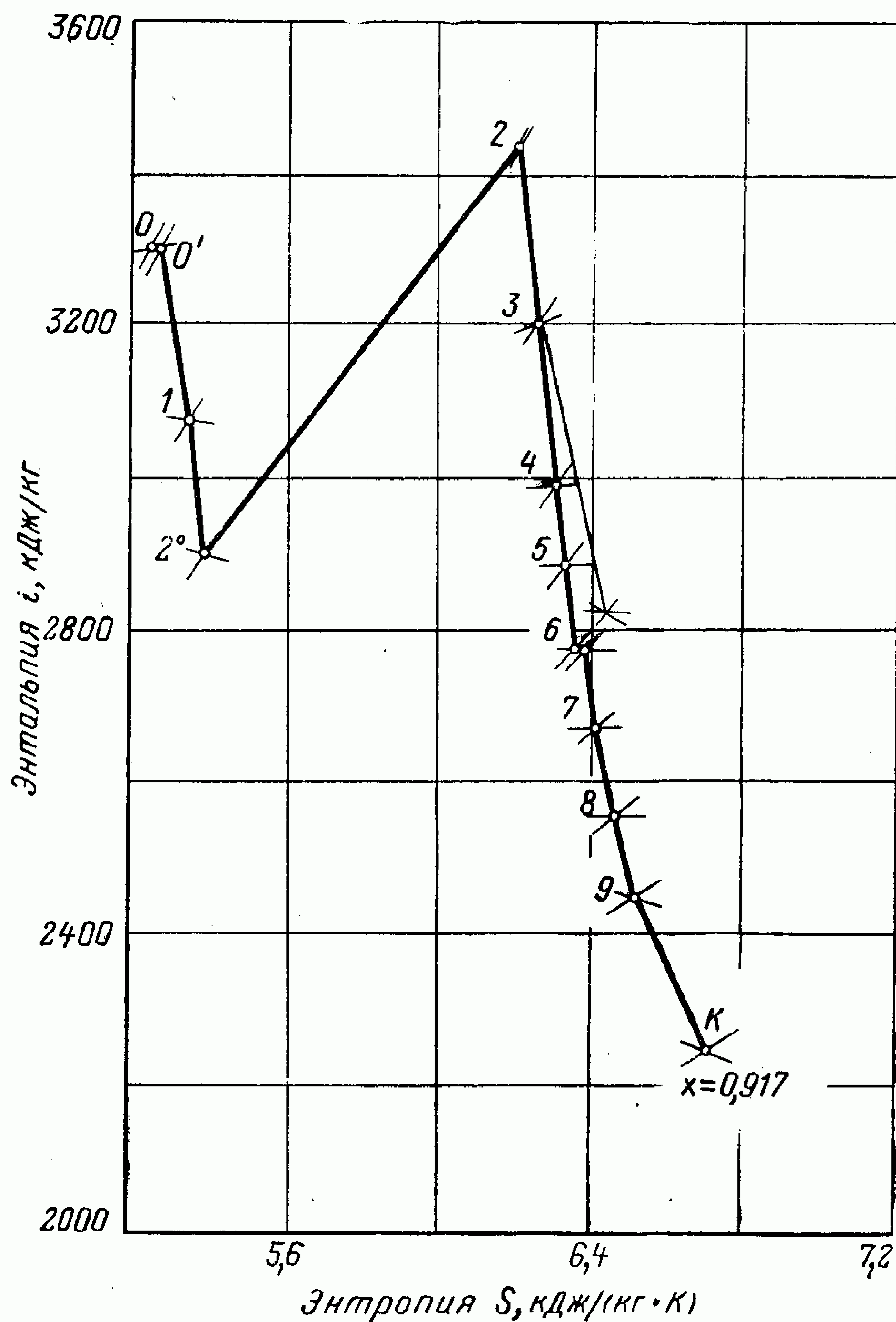


Рис. 12-3. Пример процесса работы пара в конденсационной турбине с промежуточным перегревом в i, s-диаграмме.

12-3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основная цель расчета принципиальной тепловой схемы (ПТС) проектируемой конденсационной электростанции заключается в определении технических характеристик теплового оборудования, обеспечивающих заданный график электрической нагрузки и требуемый уровень энергетических и технико-экономических показателей электростанции и ее частей.

Должна безусловно обеспечиваться максимальная нагрузка, определяющая выбор оборудования электростанции (энергоблоков). Поэтому ПТС рассчитывается прежде всего при максимальной мощности электростанции.

Расчет ПТС выполняют в определенной последовательности.

Первый этап расчета заключается в определении состояний водяного пара в ступенях турбины. Для этого строят процесс работы пара в турбине в i, s-диаграмме. Исходными данными для построения процесса служат значения начального давления и температуры пара перед турбиной, давление и температура промежуточного перегрева, конечное давление отработавшего пара в конденсаторе турбины. Кроме того, необходимо знать внутренний относительный к. п. д. отдельных цилиндров и отсеков (групп ступеней) турбины.

Значения к. п. д. турбин определяют их расчетом, по материалам испытаний и эксплуатации, при отсутствии таких данных — по аналогии с известными типами турбин. Возможна оценка значений к. п. д. в зависимости от объемного пропуска и перепада давлений пара в данном отсеке турбины.

На рис. 12-3 в качестве примера показан в i, s-диаграмме процесс работы пара в конденсационной турбине с промежуточным одноступенчатым перегревом пара.

Давление пара в регенеративных отборах определяют в зависимости от распределения регенеративного подогрева воды между подогревателями. Поэтому *первый этап* расчета — построение процесса работы пара в турбине

в i, s-диаграмме — завершается в результате выполнения следующего — второго этапа, включающего выбор регенеративного подогрева воды в отдельных его ступенях.

Второй этап расчета ПТС, как и первый, носит подготовительный характер и завершается составлением сводной таблицы параметров пара и воды в турбоустановке. Основой такой таблицы служат данные рабочего процесса пара в турбине и распределения регенеративного подогрева воды между ступенями.

По температурам основного конденсата и питательной воды за регенеративными подогревателями t, °С и значением недогрева в них θ, °С, или ϑ, кДж/кг, определяют температуру насыщения $t_н$, °С и, следовательно, давление греющего пара p'_r, МПа, перед подогревателями. Учитывая падение давления в паропроводах от турбины до подогревателя в размере 3—8% давления пара в отборе, определяют давление пара p_r, МПа, в отборе турбины; точки отборов показывают на линии процесса работы пара в турбине (см. рис. 12-3).

В сводную таблицу целесообразно включить также данные о подогреве воды в регенеративных подогревателях τ_r, кДж/кг, и количества тепла, отдаваемого греющим паром при конденсации q_r, кДж/кг. При наличии встроенных в регенеративный подогреватель охладителей пара величина q_r включает также тепло съема перегрева в пароохладителе $q_{по}$. Данные по состоянию пара и воды в охладителях пара и дренажей целесообразно вынести в отдельную таблицу.

Кроме температур воды в основную сводную таблицу включают также давление $p_в$ и энтальпию $i_в$ основного конденсата и питательной воды по ступеням подогрева.

Таким образом, сводная таблица параметров пара и воды должна содержать температуры, давления и энтальпии: пара, начиная от входа его в турбину и вплоть до входа в конденсатор; конденсата и воды, начиная от конденсатора турбины до выхода из верхней ступени подогрева высокого давления; параметры конденсата греющего пара, а также прочие указанные выше величины. Параметры пара и воды дополнительных установок (охладителей эжекторов и уплотнений, испарительных и сетевых подогревательных установок, если они имеются) также целесообразно поместить в отдельные таблицы.

Составляемые указанным способом таблицы значительно облегчают выполнение расчета ПТС электростанции (энергоблока), см. гл. 13 и 14.

Третий этап расчета ПТС электростанции следует посвятить составлению соотношений материальных балансов потоков пара, конденсата и воды.

Паровой баланс конденсационной турбины с регенеративными отборами выражается уравнением

$$D_0 = \Sigma D_r + \Sigma D_у + \Sigma D_l + D_к, \qquad (12\text{-}1)$$

где D_0 — расход свежего пара на турбину; D_r — регенеративные отборы пара; $D_у$ — протечки пара через уплотнения; D_l — разные отборы пара (на сетевые подогреватели, подсушку топлива, привод питательных насосов и воздуходувок, подогрев мазута и воздуха для парогенераторов и т. п.); $D_к$ — пропуск пара в конденсатор. Все величины выражают в кг/ч.

Подводы пара к турбине (из противодавления приводных турбин, на концевые уплотнения и др.) также учитываются величинами D_l или $D_у$, имеющими в этом случае отрицательный знак.

Предполагается условно, что потеря от утечек через неплотности $D_{ут}$ происходит из линии свежего пара (см. гл. 7), а пар после промежуточного перегрева возвращается полностью в турбину.

Паровой баланс парогенератора, кг/ч, выражается уравнением

$$D_{пг} = D_0 + D_{ут}, \qquad (12\text{-}2)$$

где $D_{пг}$ — паровая нагрузка парогенератора.

Баланс питательной воды барабанного парогенератора, кг/ч,

$$D_{п.в} = D_{пг} + D_{пр}, \qquad (12\text{-}3)$$

где $D_{п.в}$ — расход питательной воды, кг/ч; $D_{пр}$ — расход продувочной воды, кг/ч.

Расход питательной воды на прямоточный парогенератор, кг/ч, равен его паровой нагрузке ($D_{пр}=0$):

$$D_{п.в} = D_{пг}. \qquad (12\text{-}4)$$

Баланс добавочной воды, кг/ч,

$$D_{д.в} = D_{ут} + D'_{пр}, \qquad (12\text{-}5)$$

где $D'_{пр}$ — потеря продувочной воды, кг/ч, барабанного парогенератора, равная нулю для прямоточного парогенератора.

Принципиальную тепловую схему конденсационной электростанции удобно рассчитывать, принимая расход свежего пара на турбину за единицу и выражая остальные потоки пара и воды по отношению к величине D_0, т. е.

$$\left.\begin{aligned} &\alpha_r = \frac{D_r}{D_0};\ \alpha_у = \frac{D_у}{D_0};\ \alpha_l = \frac{D_l}{D_0};\ \alpha_к = \frac{D_к}{D_0};\\ &\alpha_{ут} = \frac{D_{ут}}{D_0};\ \alpha_{пг} = \frac{D_{пг}}{D_0};\ \alpha_{п.в} = \frac{D_{п.в}}{D_0};\\ &\alpha_{пр} = \frac{D_{пр}}{D_0};\ \alpha'_{пр} = \frac{D_{пр}}{D_0}. \end{aligned}\right\} \qquad (12\text{-}6)$$

При этом значения $\alpha_{пг}$ и $\alpha_{п.в}$ больше единицы, все остальные величины представляют собой доли расхода пара на турбину.

При таком способе расчета ПТС исходной величиной является электрическая мощность $W_э$. После определения долей отбора пара (см. следующий, четвертый этап расчета) из энергетического уравнения по известному значению $W_э$ определяют расход пара на турбину D_0, а затем и численные значения различных потоков пара и воды (D_r и др.).

При другом способе расчета ПТС за исходную величину принимают расход свежего пара D_0, а искомой является электрическая мощность турбоагрегата $W_э$, кВт. Расход D_0, кг/ч, выбирают по аналогии с турбоустановками, имеющими близкие параметры пара, или пользуясь уравнением

$$D_0 = d_0 W_э, \qquad (12\text{-}7)$$

в котором удельный расход пара для современных крупных турбин с начальным давлением 13,0—24,0 МПа равен $d_0 \approx 3$ кг/(кВт·ч). Более точно D_0 определяют по уравнению

$$D_0 = \beta_j D_{к0} = \frac{D_{к0}}{1 - \Sigma y_j \alpha_j}, \qquad (12\text{-}8)$$

где коэффициент увеличения расхода пара из-за регенеративных отборов

$$\beta_j = \frac{1}{1 - \Sigma y_j \alpha_j}; \qquad (12\text{-}9)$$

здесь y_j — коэффициенты недовыработки; α_j — доли отборов пара; приближенно $\beta_j \approx \approx 1,20 \div 1,25$; расход пара на турбину без отборов, кг/ч

$$D_{к0} = \frac{3600 W_э}{H_{кi} \eta_м \eta_г}, \qquad (12\text{-}10)$$

$H_{кi}$ — теплопадение конденсационного потока пара, кДж/кг; $\eta_м$ и $\eta_г$ — соответственно механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора.

Четвертый этап расчета заключается в составлении и последовательном, а также совместном решении уравнений теплового баланса теплообменников турбоустановки для определения расходов пара на них и величин регенеративных и прочих отборов. Это — весьма важный и трудоемкий этап расчета ПТС. При смешении потоков эти уравнения дополняют уравнениями материального баланса.

Рассмотрим последовательность расчета тепловых балансов для условий схем, показанных на рис. 12-1.

Группа ПВД

Расчет начинают с группы регенеративных подогревателей высокого давления, абсолютный или относительный расход питательной воды через которые равен $D_{п.в}$ или соответственно $\alpha_{п.в}$ и известен.

Так как слив дренажей из ПВД — каскадный, то подогреватели рассчитывают, начиная с ПВД *1* — более высокого давления, затем переходят к расчету тепловых балансов ПВД *2* и *3*. Расчет тепловых балансов поверхностных подогревателей выполняют по принципу: тепло, отдаваемое греющим паром и дренажами, равно с учетом потерь рассеяния теплу, получаемому нагреваемой водой.

Если подогреватель сложный, т. е. включает также встроенные охладители пара и воды, то следует составлять и решать уравнения теплового баланса каждого из составляющих теплообменников. В этом случае принимают: температуру пара за охладителем на 15—20°C выше температуры насыщения; недогрев в собственно подогревателе 3—5°C, разность температур охлажденного дренажа и воды на входе в охладитель дренажа 5—10°C. Если следующий подогреватель более низкого давления — ПВД *2* также имеет пароохладитель, и температура питательной воды за ним неизвестна, то температуру охлажденного дренажа принимают на 5—10°C выше температуры насыщения греющего пара ПВД *2*. Эти положения учитывают уже при составлении таблицы параметров пара и воды.

Уравнения тепловых балансов сложного ПВД номер r, кДж/ч, (рис. 12-4):

Пароохладитель:

$$D_r (i_r - i^0_r)\, \eta_{по\,r} = D_{п.в} [i^в_{по\,r} - (i'_r - \vartheta_r)]; \qquad (ПО)$$

здесь D_r и $D_{п.в}$ — соответственно расходы пара и питательной воды, кг/ч; i_r и i^0_r — энтальпии пара до и после пароохладителя; $i^в_{по\,r}$ — энтальпия воды после пароохладителя; i'_r — энтальпия воды с давлением p'_r при насыщении: $i'_r - \vartheta_r = i^в_{пr}$ — энтальпия воды за собственно подогревателем на входе в пароохладитель; ϑ_r — недогрев в собственно подогревателе; $\eta_{по\,r}$ — к. п. д. пароохладителя; значения i и ϑ выражены в кДж/кг.

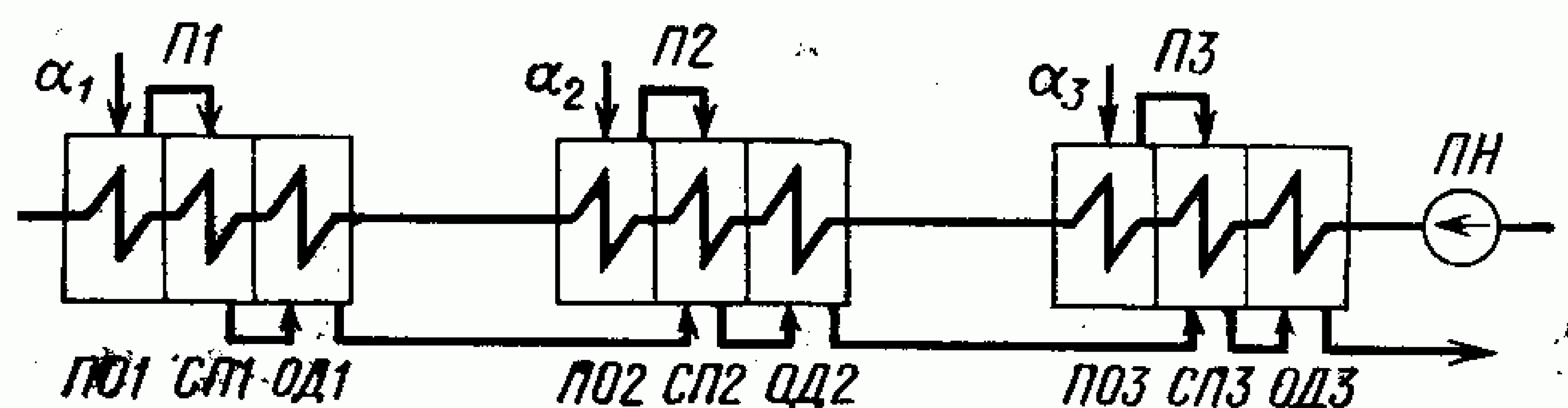


Рис. 12-4. Расчетная схема сложных ПВД.

Вводя сокращенные обозначения

$$i_r - i^{о}_r = q_{по\ r} \text{ и } i^{в}_{по\ r} - (i'_r - \vartheta_r) = \tau_{по\ r}$$

и выражая расходы в долях D_0, напишем, кДж/кг:

$$\alpha_r q_{по\,r} \eta_{по\,r} = \alpha_{пв} \tau_{по\,r}, \qquad (\text{ПО}')$$

Собственно подогреватель:

$$D_r (i^{о}_r - i'_r)\, \eta_{пr} = D_{п.в} (i'_r - \vartheta_r - i^{в}_{о.д\,r}), \qquad (\text{П})$$

где $i^{в}_{о.д r}$ — энтальпия воды на входе в собственно подогреватель, на выходе из охладителя дренажа, кДж/кг; $\eta_{пr}$ — к. п. д. собственно подогревателя, или в сокращенных обозначениях и долях D_0:

$$\alpha_r q^0_r \eta_{пr} = \alpha_{п.в} \tau_{пr}. \qquad (\text{П}')$$

Охладитель дренажа (при сливе в него дренажей из подогревателей более высокого давления):

$$D_r (i'_r - i_{дr}) + \sum_1^{r-1} D_j (i_{д\,(r-1)} - i_{дr}) =$$

$$= D_{п.в} (i^{в}_{о.д\,r} - i^{в}_{по\,(r+1)}) \frac{1}{\eta_{дr}} \qquad (\text{ОД})$$

или

$$\alpha_r q_{дr} + \sum_1^{r-1} \alpha_j q_{дj} = \alpha_{п.в} \tau_{о.д\,r} \frac{1}{\eta_{дr}}; \qquad (\text{ОД}')$$

для ПВД *1* второе слагаемое отсутствует. Здесь $i_{дr} = i_{по(r+1)} + \vartheta_{дr}$ — энтальпия охлажденного дренажа; D_j — дренажи, каскадно сливаемые в данный подогреватель с энтальпией $i_{д(r-1)}$; $i^{в}_{по(r+1)}$ — энтальпия воды на входе в охладитель дренажа r, равная энтальпии воды на выходе из предыдущего подогревателя с пароохладителем (для ПВД *3* заменяется величиной $i^{в}_{п.н}$, т. е. энтальпией воды после питательного насоса).

В рассматриваемом случае можно также составить уравнение теплового баланса укрупненного узла, включающего собственно подогреватель, охладитель дренажа ПВД *1* и пароохладитель ПВД *2*. Из этого уравнения получаем соотношение расходов пара D_1 (или α_1) и D_2 (или α_2) на ПВД *1* и *2*. Следующее уравнение теплового баланса составляют в этом случае совместно для собственно подогревателя, охладителя дренажа ПВД *2* и пароохладителя ПВД *3*. Это уравнение дает связь расходов пара D_1 (α_1) на ПВД *1* (так как дренаж из него сливается в ПВД *2*), D_2 (α_2) на ПВД *2* и $D_{пз}$ ($\alpha_{пз}$) на ПВД *3*.

Подобные уравнения имеют вид (при использовании долей расхода D_0 вместо D_j входят величины α_j):

$$D_r (i^{о}_r - i_{дr}) + \sum_1^{r-1} D_j (i_{д\,(r-1)} - i_{дr}) +$$

$$+ D_{r+1} (i_{r+1} - i^{о}_{r+1}) = D_{п.в} (i^{в}_{пr} - i^{в}_{п\,(r+1)}) \frac{1}{\eta'_{пr}},$$

$$(\text{П}_r + \text{ОД}_r + \text{ПО}_{r+1})$$

здесь $i^{о}_r$ и $i^{о}_{r+1}$ — соответственно энтальпии охлажденного пара в сложных подогревателях номер r и $r+1$; i_{r+1} — энтальпия греющего пара из отбора $r+1$; $i_{дr}$ — энтальпия охлажденного дренажа из подогревателя r; температуру этого дренажа можно принять на 5—10°C выше температуры насыщения пара в подогревателе $r+1$, температуру охлажденного дренажа после ПВД *3* выбирают на 5—10°C выше температуры воды на входе в охладитель дренажа, т. е. после питательного насоса, которую определяют по известным формулам подогрева воды в питательном и бустерном насосах; $i^{в}_{пr}$ и $i^{в}_{п(r+1)}$ — энтальпии воды после собственно подогревателей r и $r+1$; $\eta'_{пr}$ — к. п. д. укрупненного узла.

Объединенное уравнение теплового баланса собственно подогревателя и охладителя дренажа ПВД *3* дает связь между расходами пара D_1 (α_1), D_2 (α_2) и $D_{п3}$ ($\alpha_{п3}$) на каждый из ПВД *1*, *2* и *3* (так как общий поток дренажей из ПВД *1* и *2* сливается в ПВД *3*).

Таким образом получают три линейных уравнения с тремя неизвестными: D_1 (α_1); D_2 (α_2) и $D_{п3}$ ($\alpha_{п3}$). Из первого уравнения можно выразить D_1 (α_1) через D_2 (α_2) и исключить затем D_1 (α_1) из второго и третьего уравнений, после чего определяют D_2 (α_2) и $D_{п3}$ ($\alpha_{п3}$) из второго и третьего уравнений, а затем и величину D_1 (α_1). В этом расчете не учтен пароохладитель ПВД *1*; подогрев воды в нем можно получить из его уравнения теплового баланса после определения D_1 (α_1).

После нахождения величин отборов пара из уравнений теплового баланса собственно подогревателей, охладителей пара и дренажа определяют энтальпию и температуру воды после охладителей дренажа на входе в собственно подогреватели ПВД *1*, *2* и *3*.

Расчет группы ПВД можно упростить, если выбрать приближенно температуру воды после пароохладителей, например, на 0—2°C ниже температуры насыщения греющего пара, т. е. принять недогрев в ПВД с учетом охладителя пара.

Уравнение теплового баланса сложного подогревателя в укрупненном виде:

$$D_r(i_r - i_{дr}) + \sum_{1}^{r-1} D_j (i_{д(r-1)} - i_{дr}) =$$

$$= D_{п.в}(i^{в}_{по\,r} - i^{в}_{по\,(r+1)}) \frac{1}{\eta'_{пr}} \quad (ПО + П + ОД)$$

или

$$\alpha_r (q_{по\,r} + q_{пr} + q_{дr}) + \sum_{1}^{r-1} \alpha_j q_{д(r-1)} =$$

$$= \alpha_{п.в}(\tau_{по\,r} + \tau_{пr} + \tau_{о.д r}) \frac{1}{\eta'_{пr}}, \quad (ПО + П + ОД')$$

здесь $\eta'_{пr}$ — к. п. д. сложного подогревателя, включающего собственно подогреватель и охладители пара и дренажа; второе слагаемое в левой части равенства для ПВД *1* отсутствует; энтальпия нагреваемой воды на входе в ПВД 3 $i^{в}_{по(r+1)}$ заменяется величиной $i^{в}_{п.н}$, т. е. энтальпией воды на выходе из питательного насоса.

В этом случае расходы пара определяют последовательно: из уравнений теплового баланса ПВД *1* — D_1 (или α_1), ПВД *2* — D_2 (или α_2); ПВД *3* — $D_{п3}$ (или $\alpha_{п3}$).

Зная эти значения расходов, определяют температуру подогреваемой воды между охладителем дренажа и собственно подогревателем, между собственно подогревателем и пароохладителем каждого из ПВД, проверяют недогрев в собственно подогревателях и при необходимости уточняют принятые ранее значения общего недогрева с учетом пароохладителей.

После расчета группы ПВД переходят к расчету деаэратора питательной воды.

Деаэратор питательной воды

Деаэратор — подогреватель смешивающего типа, поэтому для его расчета следует составить и решить два уравнения — материального и теплового балансов. В каждое из этих уравнений входят две искомые величины — расход пара на деаэратор $D_д$ и подвод к нему основного конденсата $D_{к.д}$. Подставляя в уравнение теплового баланса выражение $D_{к.д}$, полученное из уравнения материального баланса, определяют $D_д$ (или $\alpha_д$), после чего находят и значение $D_{к.д}$ (или $\alpha_{к.д}$). В уравнениях балансов деаэратора необходимо учитывать все потоки пара и воды, подводимые к нему и отводимые от него. В частности, нужно учитывать тепло дренажей из регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД), расход которых определен выше расчетом ПВД.

Учитывают также отвод насыщенного пара из деаэратора на концевые уплотнения турбины и к эжекторам паровоздушной смеси из конденсатора турбины и из концевых ее уплотнений.

При определении $D_д$ ($\alpha_д$) и $D_{к.д}$ ($\alpha_{к.д}$) температуру и энтальпию основного конденсата за ПНД *4* принимают с учетом недогрева до температуры насыщения. Если ПНД *4* имеет пароохладитель, то принимают недогрев с учетом пароохладителя, т. е. в размере 0—2°С.

Уравнения материального и теплового балансов деаэратора питательной воды имеют вид:

$$D_д + D_{д.у} + \sum_{j=1}^{j=3} D_{дj} + D_{к.д} = D_{п.в} + D_{э.у}$$

и

$$D_д i_д + D_{д.у} i_{д.у} + \sum_{j=1}^{j=3} D_{дj} i^{в}_{д3} +$$

$$+ D_{к.д} i_{по4} = D_{п.в} i'_д + D_{э.у} i''_д;$$

здесь $D_д$ и $D_{д.у}$, $i_д$ и $i_{д.у}$ — соответственно расход и энтальпии греющего пара из отбора и уплотнений турбины; $\Sigma D_{дj}$ и $i^{в}_{д3}$ — расход и энтальпия дренажей, сливаемых в деаэратор из ПВД *3*; $D_{к.д}$ и $i_{по4}$ — расход и энтальпия основного конденсата на входе в деаэратор; $D_{э.у}$ и $i''_д$ — отвод пара из деаэратора на уплотнения турбины и эжекторные установки и его энтальпия; $D_{п.в}$ и $i'_д$ — расход и энтальпия воды на выходе из деаэратора. Значения D выражены в кг/ч, i — в кДж/кг. Если потоки пара и воды выражаются в долях D_0, то вместо величин D_j в уравнение входят соответствующие доли α_j.

После расчета деаэратора переходят к расчету группы подогревателей низкого давления.

Подогреватели низкого давления

В соответствии со схемой рис. 12-5,*а* дренаж из нижней ступени ПНД *7* сливается в линию основного конденсата перед конденсатным насосом. Следующий за этим по ходу основного конденсата ПНД *6* — «узловой»: конденсат греющего пара (дренаж) перекачивается из него насосом в смеситель *СМ1* на линии основного конденсата после этого подогревателя.

Расход пара D_4 (или α_4) на верхний подогреватель в группе ПНД определяют из его уравнения теплового баланса. Расход пара на подогреватель, включенный по ходу конденсата после смесителя, требует дополнительного рассмотрения, так как температура основ-

Рис. 12-5. Расчетные принципиальные тепловые схемы.

а — КЭС с промежуточным перегревом пара; *б* — ТЭЦ с турбоустановкой ПТ.

ного конденсата перед ним, после смесителя неизвестна (см. также гл. 5). Поэтому нужно составить уравнения теплового баланса ПНД *5*, включенного после смесителя, и «узлового» ПНД *6*, а также уравнения материального и теплового балансов смесителя *СМ1*. Из совместного решения этих уравнений определяют расходы пара D_5 (α_5) на ПНД *5* и D_6 (α_6) на ПНД *6*, температуру основного конденсата после смесителя $t^{в}_{см1}$, а также расход конденсата через ПНД *6*. Решение этих уравнений можно упростить, если из уравнений ПНД *5* и смесителя *СМ1* исключить энтальпию основного конденсата после смесителя, точнее поток тепла на выходе из него и на входе в ПНД *5*. Исключение этого потока тепла равносильно составлению уравнения теплового баланса укрупненного узла, включающего ПНД *5* и смеситель *СМ1*. Такое уравнение (в абсолютных величинах потоков) имеет вид:

$$D_5 i_5 + D_4 i^{в}_{д4} + (D_4 + D_5 + D_6)\, i'_6 + \\ + [D_{к.д} - (D_4 + D_5 + D_6)]\, i^{в}_{п6} = \\ = D_{к.д}\, i^{в}_{п5} + (D_4 + D_5)\, i^{в}_{д5}.$$

Решая его совместно с уравнением ПНД *6*, а именно:

$$D_6 (i_6 - i'_6) + (D_4 + D_5)\,(i^{в}_{д5} - i'_6) = \\ = (D_{к.д} - D_4 - D_5 - D_6)\,(i^{в}_{п6} - i^{в}_{п7}),$$

определяют расходы пара D_5 (α_5) и D_6 (α_6), после чего из уравнения смесителя определяют температуру основного конденсата за ним и подогрев воды в нем.

Для расчета ПНД *7* нужно знать температуру и энтальпию конденсата перед ним, т. е. после охладителя уплотнений. Расход пара на ПНД *7* целесообразно определить из уравнений материального и теплового баланса укрупненного узла, включащего этот ПНД *7*, охладители уплотнений и эжекторов, смеситель *СМ2* основного конденсата турбины и дренажей из ПНД *7* и этих охладителей. Такие уравнения имеют вид:

$$D_7 + D_{о.э} + D_{о.у} + D^{п}_{к} + D_{д.в} = \\ = D_{к7} = D_{к.д} - D_4 - D_5 - D_6$$

и

$$D_7 i_7 + D_{о.э}\, i_э + D_{о.у}\, i_у + D^{в}_{к} i'_{к} = \\ = (D_{к.д} - D_4 - D_5 - D_6)\, i^{в}_{п7},$$

где $D_{о.э}$ и $D_{о.у}$ — соответственно расходы пара на охладители эжекторов и уплотнений; $D^{в}_{к}$ — расход воды (конденсата) из конденсатора $D^{п}_{к}$ — пропуск пара в конденсатор; $D_{д.в}$ — расход добавочной воды.

После определения расхода пара D_7 (α_7) на ПНД *7* подсчитывают температуры основного конденсата после смесителя *СМ1*, охладителей эжекторов и уплотнений. Подогрев в охладителях эжекторов и уплотнений ориентировочно можно принимать равным соответственно около 12—20 и 8—12 кДж/кг.

Далее необходимо проверить правильность расчета контролем материального баланса пара и основного конденсата.

Из последовательного расчета регенеративных подогревателей определено значение расхода воды (конденсата) на выходе из конденсатора турбины, а именно:

$$D^{в}_{к} = D_{к.д} - \sum_4^7 D_r - D_{о.э} - D_{о.у}$$

или

$$\alpha_{к} = \alpha_{к.д} - \sum_4^7 \alpha_r - \alpha_{э.о} - \alpha_{о.у}.$$

По паровому балансу турбины

$$D^{п}_{к} = D_0 - \sum_1^7 D_r - \Sigma D_у$$

или

$$\alpha_{к} = 1 - \sum_1^7 \alpha_r - \Sigma \alpha_у,$$

где $\Sigma D_у$ и $\Sigma \alpha_у$ — отводы пара из уплотнений турбины на регенеративные подогреватели, учитываемые в уравнениях тепловых балансов (например, в уравнении деаэратора питательной воды). При подводе добавочной воды в конденсатор турбины уравнение материального баланса имеет вид:

$$D^{в}_{к} = D^{п}_{к} + D_{д.в}.$$

Правильность материального баланса контролируют этим уравнением, которое после подстановки найденных численных значений величин должно превратиться в тождество (с допуском примерно до 0,3%).

Пятый этап расчета служит для определения расхода пара на турбину D_0 (если отборы пара из турбины выражены в долях D_0 и задана электрическая мощность турбоагрегата $W_э$) или для определения мощности $W_э$, если в расчете была принята величина D_0 и отборы пара выражены в абсолютных величинах.

Для указанных целей используют *энергетическое уравнение* (уравнение мощности или расхода пара на турбину), которое можно представить в двух видах.

Первый широко применяемый вид уравнения

$$D_0 = D_{\text{к}0} + \Sigma y_j D_j, \qquad (12\text{-}11)$$

или

$$D_0 = \frac{D_{\text{к}0}}{1 - \Sigma y_j \alpha_j},$$

где

$$D_{\text{к}0} = \frac{3600 W_э}{H_{\text{к}i} \eta_м \eta_г}.$$

При определении D_0 учитывают не только регенеративные отборы, но также отводы пара на уплотнения, приводные турбины вспомогательных механизмов и на другие цели (подсушка топлива, разогрев мазута, подогрев воздуха и т. д.).

Учитывается также возврат пара в промежуточные ступени турбины (например, из приводной турбины с противодавлением питательного насоса); коэффициент недовыработки возвращаемого пара — отрицательная величина.

При отводах пара на уплотнения турбины, на приводные турбины и другие цели удобнее пользоваться вторым видом энергетического уравнения, а именно:

$$\Sigma D_{j \div (j+1)} H^i_{j \div (j+1)} = 3600 \frac{W_э}{\eta_м \eta_г}; \qquad (12\text{-}12)$$

здесь $D_{j \div (j+1)}$ — пропуск пара через отсеки турбины между отборами j и $j+1$, кг/ч; $H^i_{j \div (j+1)}$ — внутренние теплопадения пара в соответствующих отсеках турбины, кДж/кг.

Из уравнений (12-11) или (12-12) определяют D_0 или $W_э$ в зависимости от того, велся ли расчет схемы по долям или абсолютным величинам отборов пара. После определения D_0 по долям отборов находят расход пара и воды на всех участках ПТС.

Если определяют мощность $W_э$, то полученное ее значение сравнивают с ожидаемым. При значительном их расхождении изменяют принятый расход свежего пара и ПТС пересчитывают.

В обоих вариантах расчета ПТС после определения D_0 или $W_э$ следует произвести контроль внутренней мощности турбоагрегата по уравнению

$$W_{\text{к}i} + \Sigma W_{ji} = W_i = \frac{W_э}{\eta_м \eta_г}, \qquad (12\text{-}13)$$

где $W_{\text{к}i}$ — внутренняя мощность, развиваемая конденсационным потоком пара, а W_{ji} — внутренняя мощность потоков отбираемого пара на регенерацию и другие цели. Отклонение получаемой по этому уравнению (12-13) мощности от заданной или определенной расчетом должно быть минимальным, составляя доли процента. При больших отклонениях необходимо проверить и уточнить расчет.

Уравнение (12-13) является по существу третьим видом энергетического уравнения турбоагрегата.

Мощность конденсационного потока $W_{\text{к}i}$ и отборов W_{ji} определяются выражениями

$$\left. \begin{aligned} W_{\text{к}i} &= \frac{D_{\text{к}}^{\text{п}} H_{\text{к}i}}{3600}; \\ W_{ji} &= \frac{D_j H_{ji}}{3600}, \end{aligned} \right\} \qquad (12\text{-}14)$$

где W_i выражено в кВт; D_j и H_{ji} — соответственно отборы пара регенеративные, на вспомогательные установки и через уплотнения и их использованное теплопадение; D — выражено в кг/ч; Н — в кДж/кг.

Шестой завершающий этап расчета ПТС — определение энергетических показателей турбоустановки и энергоблока.

Расход тепла на турбоустановку, кДж/ч, с учетом потерь пара и восполнением их добавочной водой равен:

$$Q_{\text{ту}} = D_0 (i_0 - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{пп}} (i_{\text{пп}} - i^0_{\text{пп}}) -$$

$$- D_{\text{д.в}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{д.в}}), \qquad (12\text{-}15)$$

где $D_{\text{пп}} = D_0 - D_1 - D_2$ — пропуск пара через промежуточный перегреватель.

Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч) на турбоустановку брутто определяют с учетом мощности главной турбины $W_э$ и вспомогательных приводных турбин $W_{\text{тп}}$:

$$q_{\text{ту}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{W_э + W_{\text{тп}}}. \qquad (12\text{-}16)$$

Соответственно *электрический к. п. д. турбоустановки*

$$\eta_{\text{ту}} = \frac{3600}{q_{\text{ту}}}. \qquad (12\text{-}17)$$

Величина $q_{\text{ту}}$ обычно служит гарантийным показателем экономичности турбоустановок, поэтому значение $q_{\text{ту}}$ — важный критерий правильности расчета. При ощутимом отклонении значения $q_{\text{ту}}$ от ожидаемого нужно проверить и уточнить расчет.

Тепловая нагрузка парогенератора

$$Q_{\text{пг}} = D_{\text{пг}} (i_{\text{пг}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{пп}} (i^{\text{г}}_{\text{пп}} - i^{\text{го}}_{\text{пп}}). \qquad (12\text{-}18)$$

Параметры пара у турбины и парогенератора различны из-за потерь тепла и давления в соединительных паропроводах, а также в промежуточном перегревателе.

В формуле (12-18) $i_{пп}^{го}$ и $i_{пп}^{г}$ — энтальпии пара до и после промежуточного перегрева у турбины и парогенератора; их определяют, пользуясь такой таблицей:

	Турбина		Парогенератор	
	до	после	до	после
Давление, МПа	$p_{пп}^{0}$	$p_{пп}$	$p_{пп}^{го}$	$p_{пп}^{г}$
Температура, °С	$t_{пп}^{0}$	$t_{пп}$	$t_{пп}^{го}$	$t_{пп}^{г}$
Энтальпия, кДж/кг	$i_{пп}^{0}$	$i_{пп}$	$i_{пп}^{го}$	$i_{пп}^{г}$

Коэффициент полезного действия транспорта тепла

$$\eta_{тр}=\frac{Q_{ту}}{Q_{пг}}.$$

Для определения к. п. д. энергоблока необходимо рассчитать или выбрать в соответствии с типом парогенератора и видом топлива к. п. д. парогенератора $\eta_{пг}$.

Тогда *расход тепла топлива на энергоблок*, кДж/ч;

$$Q_{с}=\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}},$$

а к. п. д. энергоблока

$$\eta_{с}=\frac{3600W_{э}}{Q_{с}}=\eta_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}. \qquad (12\text{-}19)$$

Удельный расход тепла на энергоблок, кДж/(кВт·ч),

$$q_{с}=\frac{Q_{с}}{W_{э}}=\frac{3600}{\eta_{с}}$$

и удельный расход условного топлива на производство электроэнергии, г/(кВт·ч),

$$b^{у}_{э}=\frac{B^{у}\cdot 10^{3}}{W_{э}}=\frac{Q_{с}\cdot 10^{3}}{Q_{н}^{ру}\,W_{э}}, \qquad (12\text{-}20)$$

где $Q_{н}^{ру}\approx 29\,300$ кДж/кг — теплота сгорания условного топлива.

Получаемые в результате расчета ПТС численные значения $b^{у}_{э}$ также служат критерием правильности расчета ПТС, в частности, величин $\eta_{тр}$ и $\eta_{пг}$. При существенном отклонении $b^{у}_{э}$ от ожидаемого, расчет ПТС, а также величин $\eta_{тр}$ и $\eta_{пг}$ следует дополнительно проверить и уточнить.

Далее (в гл. 13) приведен пример численного расчета принципиальной тепловой схемы мощного энергоблока с турбоагрегатом К-800-240-2.

12-4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭЦ

Для расчета принципиальной тепловой схемы ТЭЦ нужно знать тепловую и электрическую нагрузки. Общий порядок расчета рассмотрим на примере схемы ТЭЦ с промышленным и отопительными отборами пара с турбинами типа ПТ (см. рис. 12-5,*б*).

Для выбора оборудования при проектировании ТЭЦ расчете ПТС ТЭЦ выполняют при максимальных энергетических нагрузках.

Для определения характеристик оборудования и годовых показателей ТЭЦ ее ПТС рассчитывают для нескольких типичных режимов за годовой период. Такими при наличии отопительной нагрузки являются следующие режимы:

1) основной «расчетный» — с наибольшим отпуском тепла на отопление из отборов турбины; этот режим соответствует расчетной температуре $t^{р}_{нар}$ и полной загрузке отопительного отбора, т. е. моменту включения или отключения пиковых водогрейных котлов, определяемому принятым коэффициентом теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$ (для средней полосы Советского Союза $t^{р}_{нар}=0\div-5$°С). При этом принимаются наибольший отпуск пара промышленному потребителю $D_{п}$ и наибольшая электрическая мощность турбоагрегата $W_{э}$. Этому режиму должен соответствовать минимальный пропуск пара в конденсатор турбины $D_{к.мин}$;

2) режим низшей расчетной температуры наружного воздуха (для г. Москвы $t^{н}_{нар}=-25$°С);

3) режимы со значениями $t_{нар}$, промежуточными между $t^{р}_{нар}$ и $t^{н}_{нар}$ (например, —10 и —15°С);

4) режим минимального отпуска тепла на отопление при температуре наружного воздуха $t^{о}_{нар}$, отвечающей моменту включения (или отключения) отопительной нагрузки (для Москвы 8—10°С);

5) режимы без собственно отопительной нагрузки, но с бытовой тепловой нагрузкой (горячего водоснабжения) при $t_{нар}\approx 8\div 10$°С и $t_{нар}\approx 20$°С. Электрическая нагрузка при этом несколько снижается.

Пусть заданы наибольшие тепловая и электрическая нагрузки, а именно: $D_{п}$ — отпуск пара внешнему потребителю, кг/ч; $Q_{т}$ — отпуск тепла на отопление, ГДж/ч; $W_{э}$ — электрическая мощность, кВт.

Тогда расчет ПТС ведут в такой последовательности.

Построение рабочего процесса пара в турбине

При построении этого процесса учитывают потерю давления свежего пара в паровпускных и регулирующих устройствах, кроме того,

в регулирующих устройствах отборов турбины — промышленного и отопительных.

Минимальному пропуску пара после нижнего отопительного отбора через часть низкого давления в конденсатор турбины соответствуют наиболее низкие значения $\eta_{oi}^{ЧНД}$. Они равны нулю (процесс изображается горизонтальной прямой) или даже отрицательной величине (процесс изображается линией с возрастанием энтальпии), когда пропуск пара в ЧНД недостаточен для вращения массивного ротора, рассчитанного на конденсационный режим с полной электрической мощностью; часть энергии на его вращение заимствуется от роторов ЧВД и ЧСД турбины.

При разных режимах линии рабочего процесса пара в турбине различны.

Составление сводной таблицы параметров пара и воды

В сводную таблицу должны быть включены параметры пара начальные, в регулируемых и нерегулируемых отборах, конечные, параметры конденсата турбины и питательной воды, дренажей регенеративных подогревателей и др. Параметры пара и воды в сетевой подогревательной установке целесообразно привести в отдельной таблице. Давление пара в промышленном отборе устанавливается в зависимости от требований потребителя и типа турбины.

Давление пара в отопительных отборах выбирают, определив по температурному графику сетевой воды значения температур воды в подающей и обратной линиях. При расчетной температуре наружного воздуха $t^{р}_{нар}$, соответствующей полной загрузке отопительных отборов турбины, подогрев воды в сетевой подогревательной установке делят примерно пополам между верхней и нижней ступенью.

Принимая недогрев воды в сетевых подогревателях на основании технико-экономических расчетов, определяют давление греющего пара в сетевых подогревателях и, с учетом относительной потери давления в паропроводах отборов, давление пара в отопительных отборах.

Конечную температуру питательной воды принимают на основании технико-экономических расчетов. Регенеративный подогрев воды на участке ПТС между промышленным и верхним отопительными отборами пара распределяют между ступенями примерно равномерно. При промежуточном перегреве пара подогрев распределяют так же, как и на конденсационной электростанции, но с учетом принятого давления в регулируемых отборах. Давление пара в деаэраторе питательной воды выбирают 0,6—0,7 МПа.

При малом пропуске пара в конденсатор турбины для конденсации пара из эжекторов конденсаторов и уплотнений турбины устраивают рециркуляцию основного конденсата через охладители уплотнений и эжекторов и конденсатор турбины. Кратность рециркуляции определяется температурой конденсата после охладителей пара, составляющей 40—60°С, из уравнений тепловых балансов этих охладителей.

Примеры таблиц параметров пара и воды на ТЭЦ приведены в гл. 14.

Составление уравнений материального баланса

Балансы пара и воды на ТЭЦ определяются следующими уравнениями.

Паровой баланс турбины

$$D_0 = D_п + D_{т.в} + D_{т.н} + \Sigma D_r + \Sigma D_у + \Sigma D_l + D_к, \quad (12\text{-}21)$$

где $D_п$ — верхний, промышленный отбор пара; $D_{т.в}$ и $D_{т.н}$ — соответственно отопительные верхний и нижний отборы пара; D_r — отборы пара на регенеративный подогрев воды; $D_у$ — отвод пара на уплотнения; D_l — отборы пара на разные нужды (вспомогательные приводные турбины, разогрев мазута, подсушка топлива и др.); $D_к$ — пропуск пара в конденсатор турбины.

Паровая нагрузка парогенераторов

$$D_{пг} = D_0 + D_{ут}.$$

Баланс питательной воды

$$D_{п.в} = D_{пг} + D_{пр}.$$

Баланс добавочной воды

$$D_{д.в} = D_{ут} + D'_{пр} + D_{вн};$$

здесь $D_{вн} = D_п - D_{о.к}$ — внешние потери; $D_{о.к}$ — возврат конденсата внешним потребителем.

Баланс пара и конденсата должен соблюдаться в каждой точке тепловой схемы. Весьма существенным является контроль баланса пара и конденсата для конденсатора турбины.

Исходные и искомые величины

Многообразие исходных данных в расчете ПТС ТЭЦ обусловливает повышенное число возможных вариантов расчета, излагаемых далее.

1. Обычно за исходные данные принимают энергетические нагрузки, а именно — значения $D_п$, $Q_т$ и $W_э$. При этом в результате расчета ПТС определяют расход свежего пара на тур-

бину. Важнейший критерий правильности исходных данных и расчета — пропуск пара в конденсатор $D_к$, который для режима наибольших тепловых нагрузок должен быть близким к минимальному $D_{к.мин}$. Если в результате расчета $D_к$ значительно больше минимального, отпуск пара $D_п$ и тепла $Q_т$ при данной электрической мощности $W_э$ целесообразно увеличить. Если же в результате расчета $D_к$ меньше допустимого или даже отрицательная величина, то следует уменьшить исходные значения $D_п$ и $Q_т$ (или при сохранении $D_п$ и $Q_т$ увеличить электрическую мощность $W_э$ и тем самым расход свежего пара D_0 и пропуск пара в конденсатор $D_к$ до значения, близкого к минимальному).

2. Чтобы избежать необходимости пересчета схемы и рассчитать ее однозначно, целесообразно принять в качестве исходной величину $D_к=D_{к.мин}$; если одновременно заданы $D_п$ и $Q_т$, то в результате расчета ПТС определяют расход пара на турбину D_0 и электрическую мощность $W_э$, имея в виду, что необходимая дополнительная электрическая мощность вырабатывается на КЭС в энергосистеме.

3. В ряде случаев по соображениям унификации турбин и парогенераторов расход пара на турбину D_0 является заданным. Если при этом заданы также $D_п$ и $Q_т$, то из расчета находят $D_к$ и $W_э$. Такой подход может также (как и в п. 1) потребовать пересчета с уточнением $D_п$ и $Q_т$.

4. При заданном расходе свежего пара D_0 выбирают $D_к=D_{к.мин}$ и отбор пара $D_п$ на внешнего потребителя. В результате расчета определяют возможный отпуск тепла на отопление $Q_т$ и электрическую мощность $W_э$. При таком подходе учитывается возможность изменения отпуска тепла на отопление, в частности, пиковыми водогрейными котлами.

5. При предварительных ориентировочных расчетах ПТС исходными могут быть приняты D_0, $D_{к.мин}$ и соотношение тепловых нагрузок с паром $Q_п$ и с горячей водой $Q_т$, т. е. $m=Q_п/Q_т$, равное, например, от единицы до трех. Из расчета ПТС определяют суммарный возможный отбор пара на внешних потребителей и по заданному m распределяют его между паровой технологической и отопительной нагрузкой. Кроме того, определяют электрическую мощность $W_э$.

Уравнения теплового баланса элементов ПТС и порядок их решения

Наиболее просто расчет ПТС ТЭЦ с турбинами одного типа ПТ выполняют по варианту п. 3, в котором задана тепловая нагрузка ($D_п$ и $Q_т$) и расход пара на турбину D_0. В этом случае первоначально рассчитывают «внешние» узлы схемы, а именно: сетевую подогревательную установку, установку использования тепла продувки барабанных парогенераторов, вспомогательные деаэраторы и подогреватели обратного конденсата, добавочной и подпиточной воды.

Расходы пара из отборов турбины на регенеративные подогреватели определяют последовательно в абсолютных величинах, начиная с группы ПВД; затем определяют расходы пара на деаэратор и подогреватели основного конденсата перед ним ПНД и др.

Одна из особенностей расчета группы ПНД ТЭЦ заключается в том, что в смесители конденсата турбины и дренажей *СМ1* и *СМ2* поступают большие потоки дренажей из сетевых подогревателей верхней и соответственно нижней ступени. Каждый из этих потоков дренажа может составить до 30% расхода пара на турбину; дренаж из сетевого подогревателя может примерно в 6 раз превысить расход конденсата турбины. Поэтому подогрев воды в смесителях относительно велик и может составить при разности энтальпий конденсата и дренажей 20 кДж/кг до 15—17 кДж/кг в смесителе № 2 нижней ступени и 8—12 кДж/кг в смесителе № 2 верхней ступени.

В расчетах ПТС ТЭЦ с отопительной нагрузкой учитывают, кроме того, возможность использования встроенного теплофикационного пучка в конденсаторе турбины.

Последовательное и совместное решение уравнений теплового баланса позволяет определить потоки пара и воды в турбоустановке.

В вариантах исходных данных пп. 1 и 2 целесообразно предварительно определить расход пара на турбину D_0 по уравнению

$$D_0=\frac{D_{к0}+y_пD_п+\Sigma y_тD_т}{1-\Sigma y_r\alpha_r}, \qquad (12\text{-}22)$$

где $D_т$ определяют из уравнений тепловых балансов верхнего и нижнего сетевых подогревателей, а коэффициент регенерации $\beta_r=\frac{1}{1-\Sigma y_r\alpha_r}$ можно принять по данным для аналогичного типа теплофикационной турбины (1,12—1,20).

После расчета тепловых балансов и определения расходов пара и конденсата проверяют значение $W_э$ (вариант 1) или $D_к$ (вариант 2); если получено значительное отклонение от заданных их значений, то пересчитывают схему, изменив соответственно D_0.

В варианте 4 исходных данных по уравнениям материального и теплового баланса на-

ходят значения отопительных отборов пара $D_{т.в}$ и $D_{т.н}$, после чего определяют искомые значения $W_э$ и $Q_т$, не требующие пересчета. Как видно, этот вариант задания вполне удобен для расчета.

В варианте 5 из расчета материальных и тепловых балансов находят сумму «внешних» отборов $\Sigma D_{пт}=D_п+D_{т.в}+D_{т.н}$. По отношению $Q_п/Q_т$ подсчитывают соотношение $D_п/(D_{т.в}+D_{т.н})$. Зная сумму и отношение величин «внешних» отборов находят $D_п$ и $D_{т.в}+D_{т.н}$; определив из уравнений сетевых подогревателей отношение $D_{т.в}/D_{т.н}$ и зная их сумму, находят $D_{т.в}$ и $D_{т.н}$, а затем $Q_п$, $Q_т$ и $W_э$.

Исходной величиной, вместо отношения $Q_п:Q_т$, может быть также отношение $D_п:(D_{т.в}+D_{т.н})$.

Энергетический баланс теплофикационной турбоустановки

Этот баланс записывают в виде уравнения (12-11), в котором, кроме отборов регенеративных и на внешних потребителей, должны учитываться также дополнительные отборы на подогрев воздуха и мазута, подсушку топлива (если она производится), приводные турбины механизмов ТЭЦ, отводы пара на уплотнения турбины.

Удобнее использовать вторую форму уравнения энергетического баланса (12-12), в которой мощность турбоагрегата определяется как сумма мощностей, развиваемых паром в последовательных отсеках турбины, а именно:

$$\sum_{j=0}^{j=z} D_{j\div(j+1)} H^i_{j\div(j+1)} = \frac{3600 W_э}{\eta_м \eta_г},$$

причем $j=0$ соответствует свежему пару перед турбиной, а $j+1=z+1=к$ — состоянию пара в конце ЧНД турбины перед конденсатором; величины $D_{j\div(j+1)}$ и $H^i_{j\div(j+1)}$ — пропуск пара через отсек номер $j\div(j+1)$ и внутреннее теплопадение в нем. Из этого уравнения в зависимости от исходного задания определяют расход пара на турбину D_0 или, большей частью для ТЭЦ, электрическую мощность $W_э$.

Полученное значение мощности $W_э$ контролируют по третьему выражению энергетического баланса [по формуле (12-13)], определяя мощности, развиваемые паром отборов и конденсационным потоком, и суммируя их.

Энергетические показатели турбоустановки и ТЭЦ

Эти показатели определяют по значениям расходов и параметров пара, воды и электрической мощности турбоагрегата.

По приведенным ранее формулам определяют расходы тепла на турбоустановку: полный $Q_{ту}$ и на производство электроэнергии $Q^э_{ту}$. По значению $Q^э_{ту}$ рассчитывают удельный расход тепла на производство электроэнергии $q^э_{ту}$ и к. п. д. турбоустановки по производству электроэнергии $\eta^э_{ту}$.

С учетом соответствующих параметров пара в турбоустановке и у парогенератора и потерь от утечек пара подсчитывают к. п. д. транспорта тепла $\eta_{тр}$. После определения к. п. д. парогенератора $\eta_{пг}$ подсчитывают к. п. д. ТЭЦ по производству электроэнергии $\eta_{э.с}=\eta^э_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг}$, а также по производству тепловой энергии для внешнего потребителя $\eta_{т.с}=\eta_т\eta_{тр}\eta_{пг}$.

После подсчета расхода топлива B и разделения его между электрической и тепловой энергией на $B_э$ и $B_т$ находят удельный расход условного топлива на каждый вид вырабатываемой энергии $b_э$ и $b_т$.

Полученные значения энергетических показателей оценивают, сравнивая их с ожидаемыми. Значения показателей — также важный критерий правильности выбора исходных данных и выполнения расчетов ПТС.

12-5. МЕТОДЫ АНАЛИЗА ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И ИХ ИЗМЕНЕНИЙ

Влияние небольших относительно изменений принципиальной тепловой схемы и ее параметров на тепловую экономичность турбоустановки можно оценивать специально разработанными методами, в частности, методом *коэффициентов ценности тепла и изменения мощности* (Я. М. Рубинштейн и М. И. Щепетильников), а также методом *эквивалентных теплопадений* (А. М. Кузнецов и В. Я. Рыжкин).

Полный расчет ПТС электростанции при небольших изменениях в ней мало целесообразен ввиду большой трудоемкости и недостаточной в этих случаях точности «ручного» расчета.

При существенных изменениях в тепловой схеме и большом числе ее вариантов в настоящее время выполняют расчеты на электронных вычислительных цифровых машинах.

Метод коэффициентов ценности тепла и изменения мощности

При подводе к какой-либо ступени регенеративного подогрева конденсата турбины тепла в количестве Q (величина положительная) общий расход тепла на турбоустановку уменьшается на ΔQ_0.

Можно принять (при неизменной электрической мощности):

$$\Delta Q_0 = -\xi Q, \qquad (12\text{-}23)$$

где ξ — коэффициент ценности тепла, зависящий от параметров отбора и турбоустановки. При отводе тепла из данной ступени отбора вовне расход тепла на турбоустановку увеличивается, значение Q отрицательно.

Если считать расход тепла Q_0 неизменным, то подвод тепла к данной ступени или отвод тепла из нее Q вызовет изменение внутренней (и электрической) мощности турбоагрегата ΔW.

Тогда можно положить

$$\Delta W = eQ, \qquad (12\text{-}24)$$

где e — коэффициент изменения мощности, также зависящий от параметров отбора и турбоустановки; Q — величина алгебраическая.

Расход тепла на турбоагрегат Q_0 и его мощность W связаны выражением

$$Q_0 \eta = W,$$

где η — абсолютный (внутренний или электрический) к. п. д. турбоустановки.

При указанных условиях (W или Q_0 постоянные)

$$-\frac{\Delta W}{W} = \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \text{ или } -\frac{\Delta W}{\Delta Q_0} = \frac{W}{Q_0} = \eta.$$

Из соотношений (12-23) и (12-24) следует, что

$$-\frac{\Delta W}{\Delta Q_0} = \frac{e}{\xi} = \eta,$$

откуда

$$e = \xi \eta. \qquad (12\text{-}25)$$

Аналитические соотношения, выведенные на основе этого метода, позволяют определить эффект небольших изменений в сложных тепловых схемах современных электростанций.

Метод эквивалентных теплопадений

Эквивалентным теплопадением $H^э_{с.к}$ называют внутреннюю работу 1 кг пара от данной ступени до выхлопа в турбине с отборами ниже данной ступени:

$$H^э_{с.к} = H_{с.к}\left(1 - \sum_{c}^{z} y_j \alpha_j\right), \qquad (12\text{-}26)$$

где $H_{с.к} = i_c - i_к$ — теплопадение 1 кг пара от данной ступени до выхлопа; $y_j = H_{jк}/H_{с.к}$ — коэффициент недовыработки пара данного отбора j; $H_{jк} = i_j - i_к$ — теплопадение, недоработанное паром отбора j; i_j и $i_к$ — энтальпии пара в отборе j и в конце (выхлопе) турбины.

Для свежего пара перед турбиной $H_c = H_0$ и эквивалентное теплопадение свежего пара

$$H^э_{0к} = H_{0к}\left(1 - \sum_{1}^{z} y_j \alpha_j\right). \qquad (12\text{-}27)$$

Очевидно, эквивалентное теплопадение равно работе, совершаемой конденсационным, сквозным паром в количестве $1 - \sum_{c}^{z} y\alpha$ при отсутствии отборов.

Если при подводе извне к данной ступени регенеративного подогрева воды тепла в количестве q_c вытесняется 1 кг пара отбора, то эквивалентное теплопадение этого 1 кг вытесненного пара равно $H^э_{с.к}$.

Количество тепла, вытесняющее 1 кг греющего пара отбора, зависит от типа подогревателя. При каскадном отводе конденсата греющего пара (дренажа) в подогреватель более низкого давления это тепло равно $q_c = i_c - i_{с.д}$, где $i_{с.д}$ — энтальпия дренажа; при отсутствии охладителя дренажа $i_{с.д} = i'_c$, т. е. энтальпии конденсата при насыщении.

В узловых подогревателях, к которым относятся подогреватели смешивающие (контактные), в частности деаэраторы, а также подогреватели с откачкой дренажа насосом в линию основного конденсата $q_c = i_c - i^в_c$, где $i^в_c$ — энтальпия воды перед узловым подогревателем.

При анализе и оптимизации тепловых схем методом эквивалентных теплопадений используется понятие коэффициента полезного действия отбора пара из турбины:

$$\eta_c = \frac{H^э_{с.к}}{q_c}. \qquad (12\text{-}28)$$

Пар, вытесненный из отбора вследствие подвода дополнительного тепла в данную ступень подогрева, проходит, за вычетом отводов от него части пара в нижележащие подогреватели, в конденсатор турбины. Вследствие увеличения расхода пара через выхлоп потеря с выходной скоростью $h_в$ возрастет.

При постоянном расходе охлаждающей воды на конденсатор возникнет дополнительная потеря $h_{вак}$ от ухудшения вакуума. Для поддержания неизменного вакуума потребуется дополнительная работа насосов $h_н \approx h_{вак}$.

С учетом указанных дополнительных потерь $\Delta п$ удельная «дополнительная» работа для данной ступени отбора пара

$$l_c = H^э_{с.к} - \Delta п \qquad (12\text{-}29)$$

и к. п. д. «дополнительного» отбора можно определить как

$$\eta_c = \frac{l_c}{q_c}. \qquad (12\text{-}29а)$$

Пользуясь приведенными понятиями, можно проводить анализ изменений в тепловой схеме и оптимизацию ее элементов.

12-6. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ НА ЭЛЕКТРОННОЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ЦИФРОВОЙ МАШИНЕ

Общие положения

Выбор вида и параметров тепловой схемы энергетической установки, а также анализ режимов ее работы возможны лишь на основе расчета большого числа (нескольких десятков) ее вариантов.

«Ручной» расчет одного варианта тепловой схемы современной паротурбинной электростанции требует значительной затраты инженерного труда и времени (нескольких рабочих дней). При ограниченном числе вариантов «ручной» расчет тепловой схемы не обеспечивает получения оптимального решения. В настоящее время широко используют метод расчета тепловых схем с применением цифровых ЭВМ. Необходимость использования ЭВМ при таких расчетах выявилась в связи со значительным усложнением тепловой схемы конденсационных, и в особенности теплофикационных турбоустановок (применение промежуточного перегрева пара, паротурбинного привода питательных насосов и воздуходувок парогенераторов под наддувом, охладителей пара и конденсата, увеличение числа регенеративных и теплофикационных отборов), а также с возросшими требованиями экономии топлива и повышения к. п. д. энергоустановок.

Вместе с тем расчет тепловой схемы электростанции является основой комплексной технико-экономической ее оптимизации. Проведение расчетов тепловой схемы электростанции с применением ЭВМ потребовало видоизменения принятой методики «ручного» ее расчета и, в частности, использования приемов вычислительной математики. Появились также новые требования к форме исходной информации, в том числе о теплофизических свойствах рабочего тела и теплоносителя (водяного пара и воды) и др.

В настоящее время многовариантные расчеты тепловых схем в институтах и на паротурбинных заводах выполняют с использованием ЭВМ.

Расчет тепловой схемы

Расчет тепловой схемы заключается в составлении и решении сложной системы линейных и нелинейных алгебраических уравнений, т. е. является одной из задач математического моделирования в энергетике. При этом значительная часть параметров и показателей не выражается аналитическими зависимостями, а представляется в виде табличных данных. Некоторые величины задаются в виде исходных постоянных, но большая их часть является переменными, подлежащими определению в результате расчета. Большое число элементов схемы (десятки) и переменных величин (сотни) определяют высокий порядок системы уравнений. Методы расчета тепловой схемы при использовании ЭВМ отличаются от «ручных» методов ее расчета, частично могут и совпадать.

При «ручном» расчете тепловой схемы новой энергоустановки предварительно выбирают параметры пара и воды, а система уравнений теплового баланса регенеративных подогревателей решается последовательно однозначно по таким участкам: регенеративные подогреватели высокого давления; деаэратор; регенеративные подогреватели низкого давления. При расчете на ЭВМ одновременно с расчетом тепловых балансов подогревателей определяются параметры в точках отборов.

Тепловые балансы подогревателей выражаются уравнениями вида

$$\sum_{m=0}^{k} D_m^{\text{вх}} i_m^{\text{вх}} = \sum_{m=0}^{l} D_n^{\text{вых}} i_n^{\text{вых}} + Q_{\text{пот}},$$

где D — массовый расход; i — энтальпия потока; $Q_{\text{пот}}$ — потери тепла данного подогревателя; индексы «вх» и «вых» относятся к входящим и выходящим потокам пара и воды; m и n — текущие индексы k входящих и l выходящих потоков.

При «ручном» расчете в таком виде выражают уравнения теплового баланса подогревателей смешивающего типа, а также смесителей. Эти уравнения дополняют уравнениями материального баланса.

При расчете тепловой схемы на ЭВМ для более эффективного использования ее оперативной памяти также целесообразно систему уравнений распределить на подсистемы и каждую подсистему решать раздельно с последующей увязкой решения.

Использование уравнений состояния воды и водяного пара

Ограничения памяти ЭВМ вызывают значительные трудности использования обширных табличных данных для определения параметров водяного пара и воды. Один из упрощающих приемов заключается в замене полных таблиц сокращенными, состоящими из узловых точек. Промежуточные значения параметров по этим узловым точкам определяются методами линейной или квадратичной интерполяции. Экономии памяти машины и времени расчета способствует применение уравнений состояния воды и водяного пара, разработанных специально для использования в теплоэнергетических расчетах.

Такие нелинейные алгебраические уравнения состояния выражают в явном или в неявном виде зависимость энтальпии, энтропии и удельного объема от температуры и давления. Они выводятся путем аппроксимации с достаточной степенью точности соответствующих табличных данных. Удобными для расчетов являются, в частности, уравнения состояния, имеющие вид полиномов разных степеней — функций основных параметров (давления и температуры).

Эти полиномы легко программируются по схеме Горнера:

$$y = \sum_{j=0}^{h} a_j x^j = \{[(\dots a_n x + a_{n-1}) x + a_{n-2}] x + \\ + \dots a_1\} x + a_0.$$

В настоящее время используются интерполяционные уравнения состояния МЭИ, ВТИ, Юзы, Шмидта, Хотеса. Эти уравнения, за исключением небольших областей па-

раметров дают удовлетворительную точность совпадения с международными скелетными таблицами 1963 г. Для более точного описания термодинамических свойств воды и водяного пара в пределах скелетных таблиц предложены единые международные уравнения для промышленных расчетов, менее удобные для расчетов на ЭВМ. В программах расчета тепловых схем, разработанных Центральным научно-исследовательским институтом комплексной автоматизации (ЦНИИКА), используются уравнения состояния МЭИ — ВТИ, а также Хотеса.

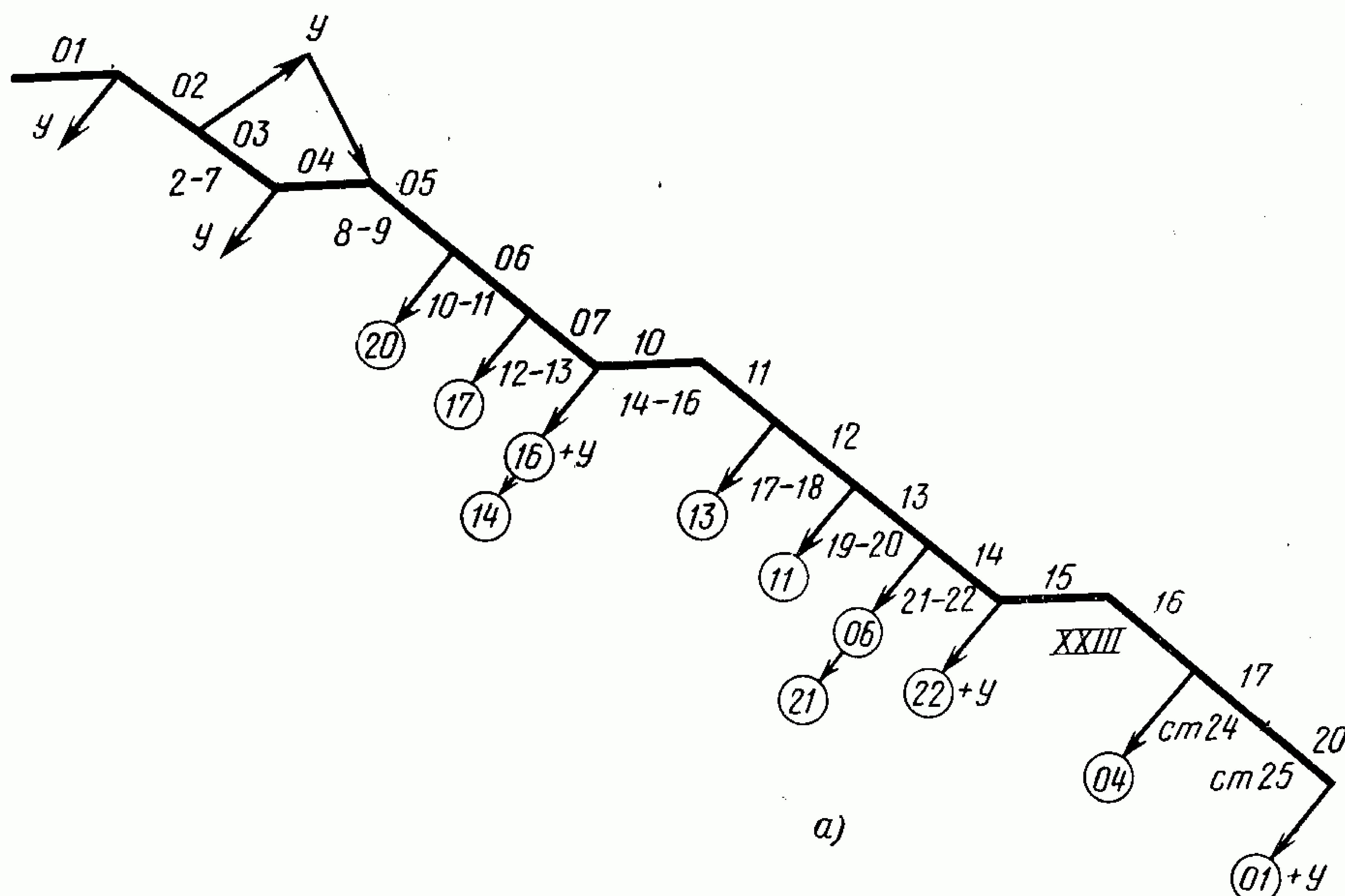
В целом система уравнений тепловой схемы решается на ЭВМ итеративными методами (комбинация методов Зейделя, простой итерации, хорд, половинного деления и т. д.). При этом для первого приближения необходимо задаваться значениями отборов на подогреватели.

В случае явной зависимости одних параметров состояния (например, i, s) от других (например p и t) для определения параметров пара в местах отбора его из турбин на подогреватели (для построения процесса работы пара) приходится определять температуру из уравнения $i=f(p, t)$ или $s=\varphi(p, t)$. Для определения корня t этих уравнений при известных значениях i и s или p и s вначале отделяется корень путем прохождения интервала изменения t с определенным шагом Δt (например, равным 10°C), а затем уточняется значение корня t методом хорд.

Некоторые характеристики элементов схемы (к. п. д. отсеков проточной части турбины, перепады давления в ступенях турбины, потери мощности электрического генератора и др.) при переходе от одного варианта к другому могут изменяться, поэтому их следует задавать в табличном виде с последующей линейной интерполяцией в ходе расчета (аппроксимация аналитическими выражениями малоэффективна). Линейная интерполяция производится по элементарному уравнению

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}(x - x_0),$$

где x_0, x_1, y_0, y_1 — значения аргументов и табличных функций в двух соседних узловых точках, между которыми находятся промежуточные значения x и y.



Алгоритм и программа расчета тепловой схемы

Алгоритм и программу расчета тепловой схемы целесообразно строить по блочному принципу, выделяя стандартную часть, к которой относят блоки: расчета параметров состояния воды и водяного пара; интерполяции табличных данных; определения корней алгебраических уравнений и т. п. Помимо этой стандартной части используется общая библиотека стандартных подпрограмм: перевод из двоичной системы исчисления в десятичную и обратно; обращение к внешним запоминающим устройствам; печать результатов расчета и др.

Основные блоки программы расчета тепловой схемы таковы:

1. Ввод исходной информации; ее переработка.

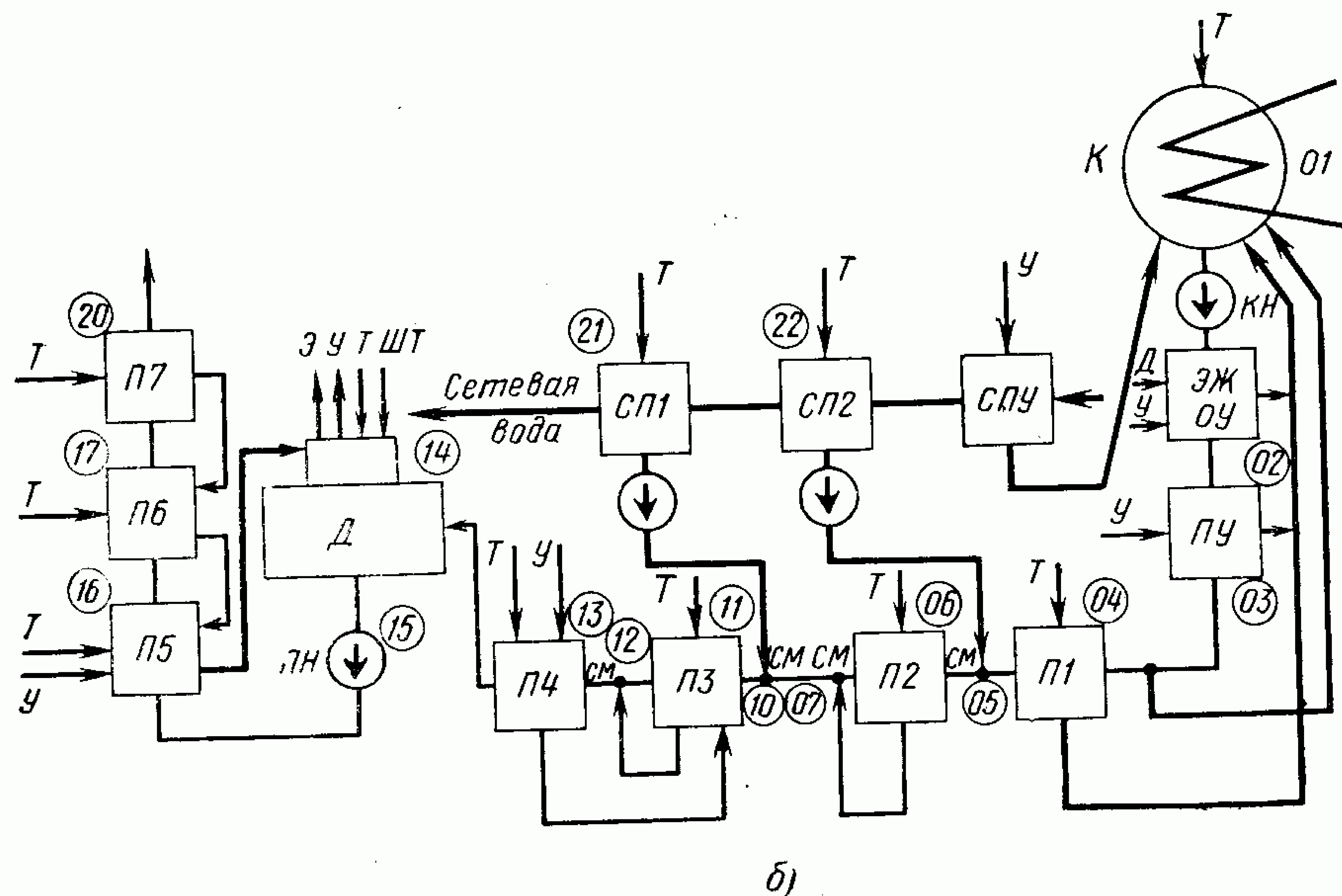


Рис. 12-6. Процесс работы пара (*а*) и тепловая схема (*б*) турбоустановки для расчета на ЭВМ.

П7 — регенеративные подогреватели; *Д* — деаэратор; *СП2, СП1* — сетевые подогреватели нижний и верхний; *СПУ* — сетевой подогреватель уплотнений; *ЭЖ* — эжектор; *ОУ* и *ПУ* — охладитель и подогреватель уплотнений; *СМ* — смеситель; *ПН* — питательный насос; *КН* — конденсатный насос; *ДН* — дренажный насос; *Т* — поток пара из отборов турбины; *У* — поток пара из уплотнений или на уплотнения; *ШТ* — штоки (клапанов).

Цифры в кружках обозначают порядковый номер теплообменника и насоса в восьмеричной системе. Цифры 01, 02 ... 20 в восьмеричной системе на схеме процесса обозначают номера отсеков турбины. Кроме того, рядом с обозначением отсека турбины приводятся номера ступеней, входящих в состав данного отсека, например, 8—9 или 14—16; ступень промежуточного отсека теплофикационной турбины обозначена XXIII.

2. Решение подсистемы уравнений для определения параметров пара в отборах турбины (рис. 12-6,*а*).

3. Решение подсистемы уравнений материального и теплового баланса подогревателей для определения отборов пара на подогреватели и неизвестных параметров воды.

4. Пересчет расходов пара по отсекам турбин, давлений в отсеках, расчет мощности турбин и удельного расхода тепла.

5. Печать результатов расчета. Для наглядности удобно пользоваться алфавитно-цифровой печатью.

Расчетная схема показана на рис. 12-6,*б*. Составление и отладка программы многовариантных расчетов — трудоемкий процесс.

При исследовании вариантов тепловых схем структура их может изменяться. При многократных изменениях числа элементов схемы и их взаимосвязи нецелесообразно изменять программу. Удобнее ввести в исходную информацию специальные условные числа (коды), определяющие число элементов (отсеков турбины, подогревателей и др.), их основные характеристики и взаимосвязь. Эти коды составляют основу логической информации, отсутствующей при «ручных» расчетах. Так как в качестве кодов можно взять числа, состоящие из одной или двух цифр, то эту информацию, имеющую большой объем, для экономии памяти хранят в сжатом виде (по несколько признаков в одной ячейке).

Логическую информацию о составе тепловой схемы, характеристике и взаимосвязи ее элементов можно представить также, используя метод графов и матриц.

Каждый элемент расчетной схемы должен иметь свой порядковый номер; пример нумерации элементов расчетной схемы турбоустановки Т-175-130 ЛМЗ был приведен на рис. 12-6. Алгоритм и программа расчета должны быть в достаточной мере универсальными, т. е. отвечать числу и характеру вариантов.

Программу расчета целесообразно хранить на внешних запоминающих устройствах (магнитных барабанах, лентах и т. д.) и вызывать блоками и частями в оперативную память по ходу расчета. При расчете тепловых схем необходимый эффект достигается лишь при использовании ЭВМ, технические характеристики которых по быстродействию и памяти не уступают характеристикам ЭВМ типа БЭСМ или М-220.

При использовании ЭВМ указанного класса расчет одного варианта тепловой схемы турбоустановки типа К-300-240 продолжается несколько минут. Серии расчетов ряда (нескольких десятков) вариантов подобной тепловой схемы предшествует заполнение исходных данных в бланках специально разработанной формы; эта операция может потребовать затраты времени, исчисляемой одним-двумя десятками часов.

Разработанные в СССР алгоритмы и программы позволяют выполнять расчеты тепловых схем как конденсационных, так и более сложных теплофикационных турбоустановок.

Для оптимизации структуры и параметров тепловой схемы с целью достижения максимума тепловой экономичности (минимума удельного расхода тепла) при расчетах на ЭВМ используются методы нелинейного программирования; покоординатного спуска; градиентов; скорейшего спуска и др.

Эти методы позволяют значительно уменьшить объем расчетов при движении к оптимальному решению в направлении антиградиента или в покоординатном направлении с оптимальным шагом, полученным путем аппроксимации направления движения степенным полиномом. В качестве минимизируемого функционала рассматривается удельный расход тепла q, определяемый по программе вариантного расчета, описанного выше типа. Применение ЭВМ в теплоэнергетических расчетах не ограничивается тепловыми схемами электростанций. Их используют также в тепловых, гидравлических и механических расчетах теплоэнергетического оборудования электростанций.

Совместная оптимизация тепловых схем и элементов оборудования имеет целью достижение минимума расчетных затрат по тепловой электростанции.

Методы такой комплексной технико-экономической оптимизации профиля и параметров тепловых электростанций и их элементов с использованием ЭВМ разработаны и применяются отечественными институтами (Центральный котлотурбинный институт, Сибирский энергетический институт АН СССР и др.).

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОНДЕНСАЦИОННОГО ЭНЕРГОБЛОКА

13-1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ЭНЕРГОБЛОКА 800 МВт

Энергоблок 800 МВт состоит из прямоточного парогенератора и одновальной конденсационной турбоустановки К-800-240-2 сверхкритических параметров пара с одноступенчатым газовым промежуточным перегревом пара (рис. 13-1). Топливо — отсевы донецких углей марок Г и Д (ГСШ и ДСШ).

Турбина имеет пять цилиндров. Свежий пар 23, 54 МПа, 560°C поступает в часть ЦВД, включающую регулирующую ступень и пять ступеней давления. Далее пар отводится в другую часть ЦВД с шестью ступенями давления, после чего при 3,66 МПа и 299°C (при номинальном режиме) направляется на промежуточный перегрев. После промежуточного перегрева пар 3,25 МПа, 540°C подводится через регулирующие клапаны в середину двухпоточного ЦСД с девятью ступенями в каждом потоке. Из ЦСД при 0,20 МПа, 197°C пар отводится в три двухпоточных цилиндра низкого давления, имеющих по пять ступеней в каждом потоке. Торцевая площадь одного выхлопа ЦНД составляет 7,48 м². Конечное давление пара в турбине перед конденсатором $p_к$=3,34 кПа.

Турбина имеет 8 регенеративных отборов пара: 1 — из ЦВД, 1 — после ЦВД, 4 — из ЦСД и 2 — из ЦНД. Конденсат турбины подогревается в охладителях уплотнений *ОУ1* и *ОУ2*, в четырех регенеративных подогревателях низкого давления, а также в конденсаторе испарителя (КИ). После деаэратора вода питательным насосом прокачивается через три подогревателя высокого давления и выносной

Рис. 13-1. Принципиальная тепловая схема энергоблока 800 МВт.

пароохладитель (ПОВ), включенный по схеме «Виолен» на третьем отборе пара (первом после промежуточного перегрева). Все *ПВД*, *ПНД5* и *ПНД6* имеют встроенные пароохладители, а все *ПВД* и *ПНД6* снабжены также встроенными охладителями дренажа.

Питательный насос имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора турбины. Конденсат направляется в смеситель *СМ2*.

Дренажи ПВД сливаются каскадно в деаэратор. Дренажи *ПНД5* и *ПНД6* сливаются также каскадно в *ПНД7*, а затем дренажным насосом подаются в смеситель *СМ1* в линию основного конденсата. Дренажи подогревателей *ПНД8*, *ОУ1* и *ОУ2* поступают в смеситель *СМ2*.

Греющий пар для верхней ступени (ВС) и нижней ступени (НС) сетевой подогревательной установки отбирается соответственно из 5-го и 7-го отборов турбины. Конденсат греющего пара сливается каскадно и поступает в смеситель *СМ1*.

Потери пара и воды энергоблока восполняются дистиллятом, получаемым из одноступенчатой испарительной установки. В испаритель (*И*) подается греющий пар из 6-го отбора турбины. Вторичный пар конденсируется основным конденсатом в конденсаторе испарителя (*КИ*), включенном между подогревателями *ПНД6* и *ПНД7*. Химически очищенная добавочная вода поступает в испаритель через подогреватель добавочной воды (*ПДВ*) и деаэратор испарителя (*ДИ*). Дистиллят откачивается в деаэратор питательной воды.

Принята следующая схема использования протечек из уплотнений главной турбины: из стопорных клапанов ЦВД протечки направляются в «горячую» нитку промежуточного перегрева; протечки регулирующих клапанов ЦВД, стопорных и регулирующих клапанов ЦСД и первых камер уплотнений ЦВД поступают в деаэратор питательной воды; из вторых камер уплотнений ЦВД протечки поступают в охладитель уплотнений *ОУ1*; из концевых уплотнений ЦВД, ЦСД и всех ЦНД пар отсасывается паровым эжектором в охладитель уплотнений *ОУ2*; к концевым уплотнениям ЦВД, ЦСД и всех ЦНД подводится пар из деаэратора питательной воды.

Воздух из конденсаторов главной и приводной турбин отсасывается водяными эжекторами.

13-2. ПАРАМЕТРЫ ПАРА И ВОДЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

На рис. 13-2 показана схема процесса работы пара в i, s-диаграмме; в табл. 13-1 приведены к. п. д. отсеков главной турбины и приводной турбины (ТП) питательного насоса.

Таблица 13-1

Показатель	Отсеки турбины							ТП
	ЦВД				ЦСД	ЦНД		
Интервалы давлений, МПа	23,54—16,7	16,7—9,77	9,42—5,97	5,97—3,66	3,09—0,20	0,198—0,024	0,024—$3,34 \times 10^{-3}$	1,76—$5,9 \cdot 10^{-3}$
η_{oi}, %	75	86,5	86,5	88	90	87,6	72,5	84

Точка процесса пара	Подогреватель	Параметры пара и воды								
		p, МПа	t, °С (x)	i, кДж/кг	p', МПа	$t'_н$, °С	i', кДж/кг	θ, °С	$p_в$, МПа	$t_в$, °С
0	—	23,54	560	3385,3	—	—	—	—	—	—
0'	—	22,40	558	3385,3	—	—	—	—	—	—
1	*ПВД1*	5,97	362	3076	5,59	271	1190,5	1	31	270
*2**	*ПВД2*	3,66	299	2967	3,40	240,9	1041,8	1	31,5	239,9
2	—	3,25	540	3543,7	3,25	238,3	1029,6	—	—	—
3	*ПВД3*	1,93	469	3402	1,85	208,5	890,7	3	32,0	205,5
4	*ДПВ (ПНД4)*	0,90	368	3194	0,69	164,4	694,5	0	0,69	164,4
5	*ПНД5*	0,47	288	3040	0,423	145,7	614,1	2	1,0	143,7
6	*ПНД6*	0,20	197	2860	0,179	116,7	489,7	2	1,5	114,7
7	*ПНД7*	0,084	120	2716	0,076	90,9	380,7	5	2,0	85,9
8	*ПНД8*	0,024	$x = 0,967$	2538	0,022	62,5	261,5	5	2,2	57,5
K	*K*	$3,34 \cdot 10^{-3}$	$x = 0,918$	2348	—	25,9	108,5	0	—	25,9

* Исключая подогрев в питательном насосе.
** Не включая теплю, отданное паром в выносном охладителе.
*** Включая подогрев воды в конденсаторе испарителя.

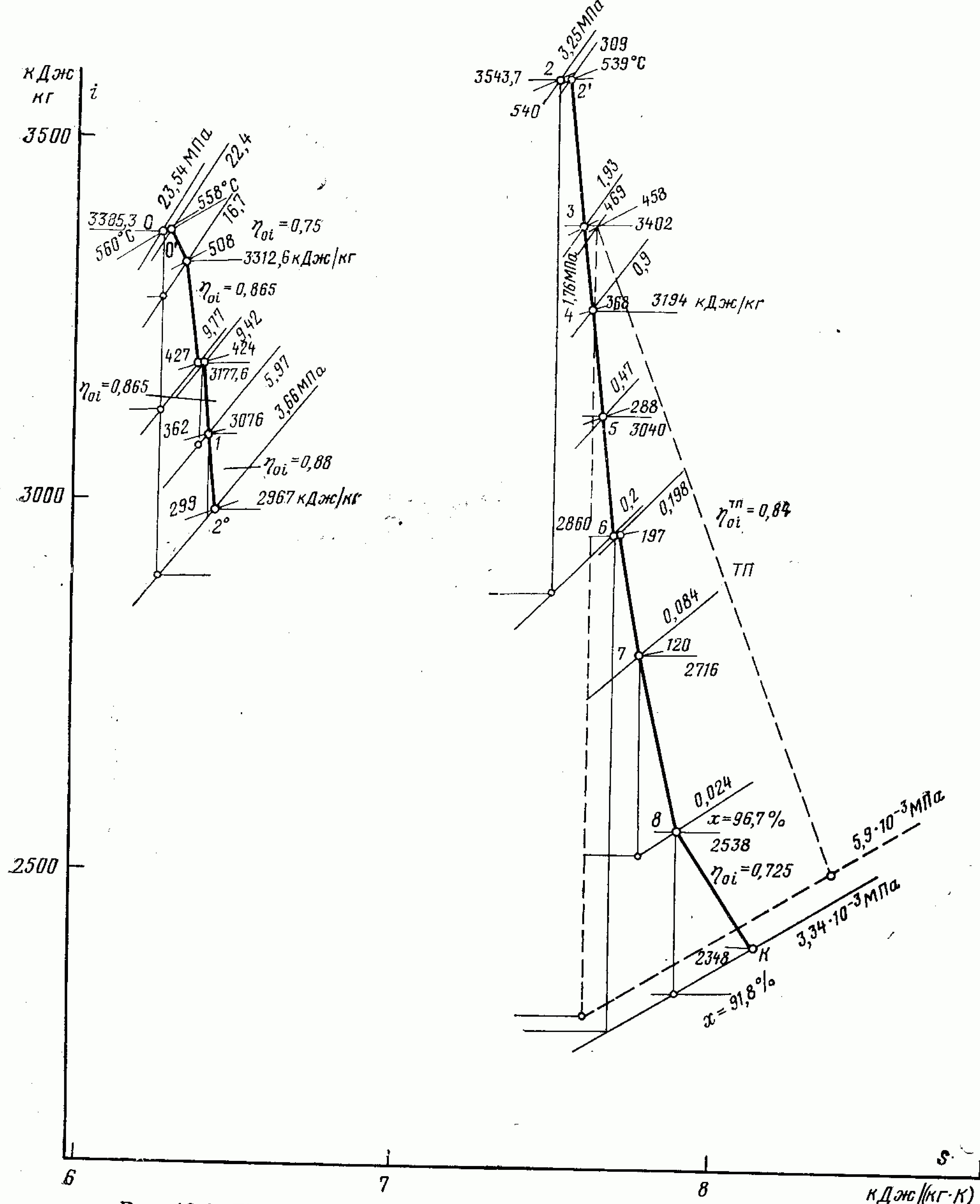


Рис. 13-2. Процесс работы пара в турбине 800 МВт в i, s-диаграмме.

Таблица 13-2

$i_в$, кДж/кг	τ_r, кДж/кг	q_r, кДж/кг	k
—	—	—	—
—	—	—	—
1181,9	138,8	1885,5	1,008
1043,1	153,9	1925,2	1,007
—	—	2514,1	—
889,2	153,6*	2114,5**	1,006
694,5	89,1	2499,5	1,005
605,4	123,3	2425,9	1,004
482,1	128***	2370,3	1,003
361,1	118,7	2335,3	1,002
242,4	116,1	2276,4	1,001
108,5	—	2239,5	—

Температура регенеративного подогрева питательной воды принята 270°С; с учетом дополнительного подогрева в охладителе пара третьего отбора (ПОВ) она равна 275°С.

Параметры пара и воды приведены в табл. 13-2, где приняты следующие обозначения:

p, t, i — давление, температура и энтальпия пара, МПа, °С, кДж/кг; p' — давление пара перед подогревателями регенеративной установки, МПа; $t_н$, i' — температура и энтальпия конденсата при насыщении для давления p', соответственно °С и кДж/кг; θ — недогрев воды в поверхностных теплообменниках на выходе из встроенного пароохладителя, °С; $p_в$, $t_в$, $i_в$ — давление, температура и энтальпия воды после регенеративных подогревателей, соответственно МПа, °С, кДж/кг; $\tau_r=\tau_{пог}+\tau_{с.пr}+\tau_{о.дr}$ — суммарный подогрев воды в сту-

пени регенерации, включая собственно подогреватель, встроенные пароохладитель и охладитель дренажа, кДж/кг; $q_r = i_r - i'_r$ — тепло, отдаваемое греющим паром в ступени регенерации (без учета охладителя дренажа), кДж/кг; k — коэффициент рассеивания тепла.

Точка процесса $0'$ отвечает состоянию пара перед регулирующей ступенью ЦВД, точки 2^0 и 2 — параметрам пара до и после промежуточного перегрева. Потери давления в паропроводах отбираемого пара приняты 5—10%, а дополнительная потеря давления пара в охладителях составляет 2%.

Принято следующее распределение подогрева. В связи с применением охладителя пара третьего отбора (включенного после всех ПВД) принят примерно одинаковый подогрев в подогревателях ПВД *2* и ПВД *3*; несколько увеличен подогрев в деаэраторе питательной воды; подогрев в ПНД распределен примерно в геометрической прогрессии (к подогреву в ПНД *6* при этом нужно добавить дополнительный подогрев в конденсаторе испарителя, см. стр. 198).

Давления пара до и после приводной турбины приняты следующие: $p_0^{тп} = 1{,}76$ МПа; $p_к^{тп} = 5{,}9$ кПа; энтальпии пара соответственно равны: $i_0^{тп} = 3402$ кДж/кг; $i_к^{тп} = 2462$ кДж/кг.

Температуры воды в сетевой подогревательной установке следующие: на входе 50°С, между подогревателями 85°С, на выходе 120°С. Отпуск тепла на отопление принят равным 17 650 кВт.

13-3. БАЛАНСЫ ПАРА И ВОДЫ

Расчет тепловой схемы ведется при электрической мощности генератора $W_э = 800$ МВт; расходы отборов определяются в долях расхода свежего пара. При этом подвод свежего пара к стопорным клапанам ЦВД $\alpha_0 = 1{,}0$; потери от утечек $\alpha_{ут} = 0{,}015$. Паровая нагрузка парогенератора и расход питательной воды составляют $\alpha_{пг} = \alpha_{п.в} = \alpha_0 + \alpha_{ут} = 1{,}015$.

Протечки пара из уплотнений приняты равными: стопорные клапаны ЦВД $\alpha_{с.к} = 0{,}0020$; регулирующие клапаны ЦВД $\alpha_{р.к} = 0{,}0028$; стопорные и регулирующие клапаны ЦСД $\alpha_{с.р}^{пп} = 0{,}0003$; первые камеры переднего и заднего уплотнений ЦВД $\alpha_{у1} = 0{,}0043$; отвод пара из вторых камер переднего и заднего уплотнений ЦВД в охладитель уплотнений *ОУ1* $\alpha_{о.у1} = 0{,}01$; пара из первых камер переднего и заднего уплотнений ЦСД $\alpha_{у2} = 0{,}0003$; из концевых уплотнений в охладитель уплотнений *ОУ2* $\alpha_{о.у2} = 0{,}002$.

Уравнение парового баланса концевых уплотнений. Количество пара уплотнений, направляемого в деаэратор питательной воды,

$$\alpha_{д.у} = \alpha_{р.к} + \alpha_{с.р}^{пп} + \alpha_{у1} = $$
$$= 0{,}0028 + 0{,}0003 + 0{,}0043 = 0{,}0074;$$

количество пара уплотнений, поступающее в охладитель уплотнений *ОУ1*, $\alpha_{о.у1} = 0{,}001$;

количество пара уплотнений, поступающее в охладитель уплотнений *ОУ2*, $\alpha_{о.у2} = 0{,}001$;

количество пара, отводимого из деаэратора на концевые уплотнения турбины,

$$\alpha_{у.д} = \alpha_{у.к} - 2\alpha_{у2} = 0{,}001 - 2 \cdot 0{,}0003 = 0{,}0004,$$

где $\alpha_{у.к} = 0{,}001$ — количество пара, подаваемого на концевые уплотнения турбины;

расход пара на эжектор отсоса уплотнений $\alpha_{э.у} = 0{,}0008$.

13-4. ТЕПЛОВЫЕ БАЛАНСЫ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Подогревательная установка высокого давления

Регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД). Тепловой расчет регенеративных подогревателей, имеющих в одном корпусе пароохладитель (ПО), собственно подогреватель (СП) и охладитель дренажа (ОД) удобно выполнять, задаваясь конечным недогревом воды на выходе ее из пароохладителя θ (рис. 13-3). При этом известны температуры и энтальпии воды до и после всего теплообменника, а также доля воды, проходящей через теплообменник $\alpha_в$, параметры греющего пара на входе в теплообменник p'_r; $i_{пr}$; $t_{пr}$; температура и энтальпия насыщения пара в подогревателе — $t_{нr}$ и i'_r. В результате решения уравнения теплового баланса теплообменника определяют долю греющего пара, отбираемого из турбины α_r. Затем из уравнений тепловых балансов пароохладителя, собственно подогревателя и охладителя дренажа уточняют недогрев воды в собственно подогревателе $\theta_{спr}$. При этом приняты: остаточный перегрев пара за пароохладителем $\theta_{пor} = 5 \div 15$°С и недоохлаждение конден-

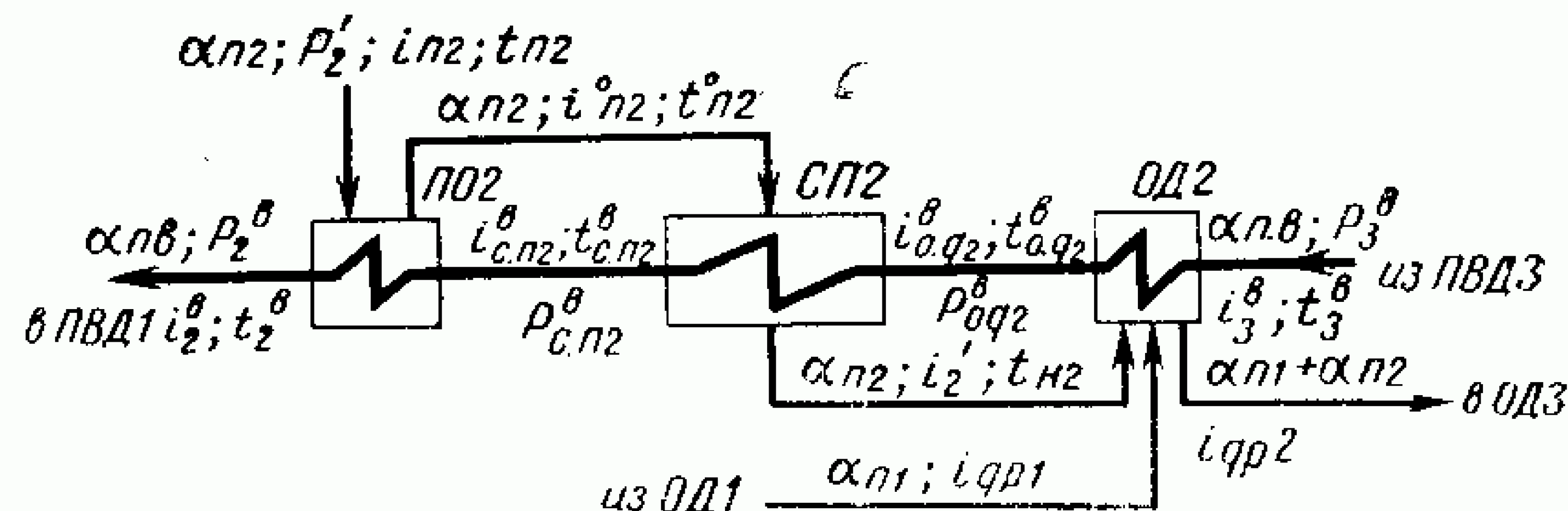


Рис. 13-3. Схема к расчету регенеративного подогревателя с охладителями пара и дренажа *ПВД2*.
ПО2 и *ОД2* — охладители пара и дренажа; *СП2* — собственно подогреватель.

сата в охладителе дренажа $\vartheta_{о.др}=40$ кДж/кг ($\theta_{о.др}\approx 10°$C). Условно принимаем при расчете потоки дренажей из вышестоящих подогревателей направленными в охладитель дренажа.

ПВД1:

$$\alpha_{п.в}\tau_1 k_1=\alpha_{п1}(q_1+q_{о.д1});$$

$$q_{о.д1}=i'_1-(i_{в2}+\vartheta_{о.д1})=1190{,}5-(1043{,}1+$$
$$+40)=107{,}4 \text{ кДж/кг};$$

$$1{,}015\cdot 138{,}8\cdot 1{,}008=\alpha_{п1}(1885{,}5+107{,}4);$$

$$\alpha_{п1}=0{,}07126.$$

ПВД2:

$$\alpha_{п.в}\tau_2 k_2=\alpha_{п2}(q_2+q_{о.д2})+\alpha_{п1}(i_{др1}-i_{др2});$$

$$q_{о.д2}=1041{,}8-(889{,}2+40)=112{,}6 \text{ кДж/кг};$$

$$1{,}015\cdot 153{,}9\cdot 1{,}007=\alpha_{п2}(1925{,}2+112{,}6)+$$
$$+0{,}07126(1083{,}1-929{,}2);$$

$$\alpha_{п2}=0{,}07181.$$

ПВД3:

$$\alpha_{п.в}\tau_3 k_3=\alpha_{п3}(q_3+q_{о.д3})+(\alpha_{п1}+\alpha_{п2})(i_{др2}-i_{др3});$$

$$q_{о.д3}=i'_3-(i_{в4}+\tau_{п.н}+\vartheta_{о.д3})=890{,}7-(694{,}5+$$
$$+41{,}1+40)=114{,}8 \text{ кДж/кг};$$

$$1{,}015\cdot 153{,}6\cdot 1{,}006=\alpha_{п3}(2114{,}5+114{,}8)+$$
$$+0{,}14307(929{,}2-775{,}9)$$

$$\alpha_{п3}=0{,}06052.$$

Выносной пароохладитель. Выносной пароохладитель рассчитан на весь поток питательной воды по схеме противотока. При температуре питательной воды 270°C температура пара на выходе из выносного ПО принята равной 290°C; энтальпия этого пара 3005,2 кДж/кг (с учетом парового сопротивления пароохладителя). Таким образом, количество тепла, отдаваемого греющим паром в ПО, составляет:

$$q_{п.о.в}=3402-3005{,}2=396{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Из уравнения теплового баланса пароохладителя определяем энтальпию питательной воды после него:

$$\alpha_{п3}q_{п.о.в}=\alpha_{п.в}(i_{п.в}-i_{в1})k_{п.о.в};$$

$$0{,}06052\cdot 396{,}8=1{,}015(i_{п.в}-1181{,}9)1{,}006,$$

откуда

$$i_{п.в}=1205{,}4 \text{ кДж/кг и } t_{п.в}=275°\text{C}$$

(при давлении воды за выносным пароохладителем $p_{п.в}=30{,}8$ МПа).

Питательный турбонасос

Подогрев воды в питательном насосе

$$\tau_{п.н}\approx\frac{v_{ср}(p_н-p_в)10^3}{\eta_{нi}}=$$
$$=\frac{0{,}0011(32{,}4-0{,}69)}{0{,}85}10^3=41{,}1 \text{ кДж/кг};$$

$\eta_{нi}$ — «внутренний» (гидравлический) к. п. д. насоса.

Энтальпия питательной воды за насосом

$$i_{п.н}=i_{в4}+\tau_{п.н}=694{,}5+41{,}1=735{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры воды за питательным насосом приняты равными: $p_{п.н}=32{,}4$ МПа и $t_{п.н}=169{,}6°$C.

Доля отбора пара на турбопривод питательного насоса

$$\alpha_{тп}=\frac{\alpha_{п.в}h_н^а}{H_i^{тп}\eta_н\eta_м^{тп}}=\frac{1{,}015\cdot 34{,}88}{940\cdot 0{,}833\cdot 0{,}98}=0{,}04614,$$

где $h^а_н=v_{ср}(p_н-p_в)\cdot 10^3=0{,}0011(32{,}4-0{,}69)10^3=34{,}88$ кДж/кг; — адиабатическая работа сжатия в насосе; $H^{тп}_i=3402-2462=940$ кДж/кг — действительное теплопадение пара в приводной турбине питательного насоса; $\eta_н=\eta_{нi}\eta'_н=0{,}85\cdot 0{,}98=0{,}833$ — «полный» к. п. д. насоса с учетом объемных и механических потерь; $\eta_м^{тп}=0{,}98$ — механический к. п. д. приводной турбины.

Параметры пара и воды в элементах ПВД

ПВД1:

Из уравнения теплового баланса охладителя дренажа определяем энтальпию питательной воды за ним:

$$\alpha_{п1}q_{о.д1}=\alpha_{п.в}(i_{о.д1}-i_{в2})k_1;$$

$$0{,}07126\cdot 107{,}4=1{,}015(i_{о.д1}-1043{,}1)1{,}008;$$

$$i_{о.д1}=1050{,}6 \text{ кДж/кг}; \tau_{о.д1}=7{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

При давлении воды за охладителем дренажа $p_{о.д1}=31{,}4$ МПа; $t_{о.д1}=241{,}6°$C.

Температура пара за *ПО1* $t^0_{п1}=t_{н1}+\theta_{по1}=271+10=281°$C, где принято $\theta_{по1}=10°$C; с учетом потерь давление греющего пара за *ПО1* равно $p^0_{п1}=5{,}5$ МПа и энтальпия этого пара $i^0_{п1}=2840{,}6$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса собственно подогревателя

$$\alpha_{п1}(i^0_{п1}-i'_1)=\alpha_{п.в}(i^в_{с.п1}-i_{о.д1})k_1;$$

$$0{,}07126(2840{,}6-1190{,}5)=$$
$$=1{,}015(i^в_{с.п1}-1050{,}6)1{,}008;$$

$$i^в_{с.п1}=1165{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

При давлении воды за собственно подогревателем $p^{в}_{с.п1}=31{,}1$ МПа, $t^{в}_{с.п1}=266{,}5$°С.

Недогрев воды в собственно подогревателе *ПВД1*:

$$\theta_{с.п1}=t_{н1}-t^{в}_{с.п1}=271-266{,}5=4{,}5°С.$$

ПВД2:

Уравнение теплового баланса охладителя дренажа *ОД2* (см. рис. 13-3)

$$\alpha_{п2}q_{о.д2}+\alpha_{п1}(i_{др1}-i_{др2})=\alpha_{п.в}(i_{о.д2}-i_{в3})\,k_2;$$

$$0{,}07181\cdot112{,}6+0{,}07126(1083{,}1-929{,}2)=$$

$$=1{,}015(i_{о.д2}-889{,}2)\cdot1{,}007;$$

$$i_{о.д2}=907{,}8\ кДж/кг;\ \tau_{о.д2}=18{,}6\ кДж/кг.$$

При давлении воды за охладителем дренажа $p_{о.д2}=31{,}9$ МПа, $t_{о.д2}=209{,}5$°С. Температура пара за *ПО2* $t^{0}_{п2}=t_{н2}+\theta_{по2}=240{,}9+10=250{,}9$°С, где $\theta_{по2}=10$°С; $p^{0}_{п2}=3{,}33$ МПа и $i^{0}_{п2}=2842{,}4$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса собственно подогревателя

$$\alpha_{п2}(i^{0}_{п2}-i'_{2})=\alpha_{п.в}(i^{в}_{с.п2}-i_{о.д2})\,k_2;$$

$$0{,}07181(2842{,}4-1041{,}8)=$$

$$=1{,}015(i^{в}_{с.п2}-907{,}8)\,1{,}007;$$

$$i^{в}_{с.п2}=1034{,}3\ кДж/кг.$$

При давлении воды $p^{в}_{с.п2}=31{,}6$ МПа $t^{в}_{с.п2}=238$°С. Недогрев воды в собственно подогревателе ПВД2 $\theta_{с.п2}=t_{н2}-t^{в}_{с.п2}=240{,}9-238=2{,}9$°С.

ПВД3:

Уравнение теплового баланса охладителя дренажа *ОД3*

$$\alpha_{п3}q_{о.д3}+(\alpha_{п1}+\alpha_{п2})(i_{др2}-i_{др3})=$$

$$=\alpha_{п.в}(i_{о.д3}-i_{п.н})\,k_3;$$

$$0{,}06052\cdot114{,}8+0{,}14307(929{,}2-775{,}9)=$$

$$=1{,}015(i_{о.д3}-735{,}6)\cdot1{,}006;$$

$$i_{о.д3}=763{,}9\ кДж/кг;\ \tau_{о.д3}=28{,}3\ кДж/кг.$$

При давлении воды за охладителем дренажа $p_{о.д3}=32{,}3$ МПа, $t_{о.д3}=176{,}2$°С. Температура пара за *ПО3* $t^{0}_{п3}=t_{н3}+\theta_{по3}=208{,}5+10=218{,}5$°С; $p^{0}_{п3}=1{,}81$ МПа и $i^{0}_{п3}=2828$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса собственно подогревателя

$$\alpha_{п3}(i^{0}_{п3}-i'_{3})=\alpha_{п.в}(i^{в}_{с.п3}-i_{о.д3})\,k_3;$$

$$0{,}06052(2828-890{,}7)=$$

$$=1{,}015(i^{в}_{с.п3}-763{,}9)\,1{,}006;$$

$$i^{в}_{с.п3}=878{,}7\ кДж/кг.$$

При давлении воды $p^{в}_{с.п3}=32{,}1$ МПа $t^{в}_{с.п3}=202{,}9$°С; недогрев воды в собственно подогревателе ПВД3

$$\theta_{с.п3}=t_{н3}-t^{в}_{с.п3}=208{,}5-202{,}9=5{,}6°С.$$

В сводных табл. 13-3 и 13-4 приведены параметры пара и воды охладителей пара и дренажа регенеративных подогревателей турбоустановки.

Таблица 13-3

Показатель	Пароохладители					
	ПОВ	*ПО1*	*ПО2*	*ПО3*	*ПО5*	*ПО6*
Температура пара на входе, °С	469	362	299	290	288	197
То же на выходе, °С	290	281	250,9	218,5	155,7	127
Температура воды на входе, °С	270	266,5	238	202,9	140,5	114
То же на выходе, °С	275	270	239,9	205,5	143,7	115
$\theta_{по}$, °С	20	10	10	10	10	10
$q_{по}$, кДж/кг	396,8	235,4	124,6	177,2	274,7	136,5
$\tau_{по}$, кДж/кг	23,5	16,4	8,8	10,5	13,9	2,0

Таблица 13-4

Показатель	Охладители дренажа			
	ОД1	*ОД2*	*ОД3*	*ОД6*
Температура дренажа на входе, °С	271,0	245,6*	215,0*	134*
То же на выходе, °С	249,5	216,8	182,8	105
Температура воды на входе, °С	239,9	205,5	169,6	95,1
То же на выходе, °С	241,6	209,5	172,6	97,6
$\theta_{о.д}$, °С	9,6	11,3	13,2	9,9
$q_{о.д}$, кДж/кг	107,4	133,8*	144,1*	126,1*
$\tau_{о.д}$, кДж/кг	7,5	18,6	28,3	10,4

* С учетом смешения дренажей с разной температурой и энтальпией.

Таблица 13-5

Показатель	Подогреватели														
	ПОВ	*ПО1*	*СП1*	*ОД1*	*ПО2*	*СП2*	*ОД2*	*ПО3*	*СП3*	*ОД3*	*ПО5*	*СП5*	*ПО6*	*СП6*	*ОД6*
Давление воды $p_{в}$, МПа	30,8	31	31,1	31,4	31,5	31,6	31,9	32	32,1	32,3	1,10	1,11	1,6	1,7	1,75
Давление греющего пара и дренажа, МПа	1,85	5,59	5,50	5,50	3,40	3,33	3,33	1,83	1,81	1,81	0,415	0,41	0,177	0,17	0,17

В табл. 13-5 приведены значения давления пара, воды и дренажа в регенеративных подогревателях с встроенными охладителями пара и дренажа.

Сетевая и испарительная установки

Сетевая подогревательная установка

Расход сетевой воды

$$G_{с.в}=\frac{Q^0{}_т}{i_{п.с}-i_{о.с}}=\frac{17\,650}{505,0-211,3}=60,07 \text{ кг/с},$$

при этом давление сетевой воды на входе и выходе из установки принято соответственно 2,4 и 2,0 МПа. При температурах сетевой воды в обратной линии 50°С, после нижней ступени 85°С и после верхней ступени 120°С недогревы в сетевых подогревателях определяются температурами насыщения пара в отборах соответственно 90,9 и 145,7°С.

Верхний сетевой подогреватель (ВС)

$$D_{в.с}(i_5-i'_5)=G_{с.в}\tau_{в.с}k_5;$$

$$\tau_{в.с}=i_{п.с}-i_{н.с}=505,0-357,6=147,4 \text{ кДж/кг},$$

где $i_{н.с}$ получено при $t_{н.с}=85°С$ и $p_{с.в}=2,2$ МПа;

$$D_{в.с}(3040-614,1)=60,07\cdot147,4\cdot1,004;$$

$$D_{в.с}=3,65 \text{ кг/с}.$$

Нижний сетевой подогреватель (НС)

$$D_{н.с}(i_7-i'_7)+D_{в.с}(i'_5-i'_7)=G_{с.в}\tau_{н.с}k_7;$$

$$\tau_{н.с}=i_{н.с}-i_{о.с}=357,6-211,3=146,3 \text{ кДж/кг};$$

$$D_{н.с}(2716-380,7)+3,65(614,1-380,7)=$$
$$=60,07\cdot146,3\cdot1,002;$$
$$D_{н.с}=3,38 \text{ кг/с}.$$

Для определения долей отборов пара на сетевую подогревательную установку подсчитаем ориентировочно расход свежего пара на турбину, кг/с, по уравнению

$$D_0=\beta_r(D_{к.э}+y_5D_{в.с}+y_7D_{н.с}),$$

здесь

$$D_{к.э}=\frac{W_э}{H_i\eta_м\eta_г}=\frac{800\cdot10^3}{1614,7\cdot0,994\cdot0,990}=507,18 \text{ кг/с};$$

$\beta_r\approx1,3$ — коэффициент, учитывающий увеличение расхода пара из-за регенеративного подогрева воды;

$$y_5=\frac{i_5-i_к}{H_i}=\frac{692}{1614}=0,429;$$

$$y_7=\frac{i_7-i_к}{H_i}=\frac{368}{1614}=0,228;$$

$$D_0=1,3(507,18+0,429\cdot3,65+0,228\cdot3,38)=$$
$$=663,8 \text{ кг/с}.$$

Доли отборов пара на сетевую подогревательную установку

$$\alpha_{в.с}=\frac{D_{в.с}}{D_0}=\frac{3,65}{663,8}=0,0055;$$

$$\alpha_{н.с}=\frac{D_{н.с}}{D_0}=\frac{3,38}{663,8}=0,0051.$$

Испарительная установка

Эта установка включает испаритель и его деаэратор, обогреваемые паром из шестого отбора, подогреватель добавочной воды, использующий пар из седьмого отбора, и конденсатор испарителя, включаемый между подогревателями *ПНД7* и *ПНД6*.

Расходы пара и воды в установке, а также подогрев воды в конденсаторе испарителя определяются из уравнений материального и теплового баланса. В табл. 13-6 приведены параметры пара и воды в установке.

Таблица 13-6

Параметры пара и воды	Греющий пар			Вторичный пар			
	$p_и$, МПа	$t_{н.и}$, °С	$i'_и$, кДж/кг	$p_{и1}$, МПа	$t_{н.и1}$, °С	$i'_{и1}$, кДж/кг	$i''_{и1}$, кДж/кг
Значение параметра	0,179	116,7	489,7	0,121	105	440,17	2684,1

Производительность испарителя (выход дистиллята из конденсатора испарителя) равна потерям пара и конденсата турбоустановки:

$$\alpha_{и1}=\alpha_{дист}=\alpha_{вт}=\alpha_{ут}=0,015.$$

Расход воды на испаритель с учетом его продувки

$$\alpha_{и.в}=\alpha_{и1}+\alpha_{и1}^{пр}=1,01\alpha_{и1}=0,0165.$$

Материальный баланс деаэратора испарителя

$$\alpha_{и.в}=\alpha_{д.в}+\alpha_{д.и}=0,0165.$$

Тепловой баланс деаэратора испарителя

$$\alpha_{и.в}i'_{д.и}=\alpha_{д.в}i_{п.д.в}+\alpha_{д.и}i_6;$$

$$0,0165\cdot437,25=\alpha_{д.в}\cdot356,8+\alpha_{д.и}\cdot2860,$$

где $i_{п.д.в}=356,8$ кДж/кг при $p_{д.в}=1,2$ МПа и $t_{п.д.в}=85°С$, а давление в деаэраторе испарителя $p_{д.и}=0,118$ МПа.

Из двух последних уравнений получаем: $\alpha_{д.в}=0{,}016$ и $\alpha_{д.и}=0{,}0005$. Из уравнения теплового баланса испарителя определяем расход пара на него $\alpha_и$:

$$\alpha_и(i_6-i'_6)=[\alpha_{и1}(i''_{и1}-i'_{д.и})+$$
$$+\alpha^{пр}_{и1}(i'_{и1}-i'_{д.и})]\,k_6;$$
$$\alpha_и(2860-489{,}7)=[0{,}015(2684{,}1-$$
$$-437{,}25)+0{,}0015(440{,}17-437{,}25)]1{,}003.$$

Давление вторичного пара $p_{и1}=0{,}121$ МПа получено по принятому температурному напору $\Delta t=t_{н.и}-t_{н.и1}=12°C$. При этом известна $t_{н.и}=117°C$. Отсюда $\alpha_и=0{,}01427$.

Из уравнения теплового баланса подогревателя добавочной воды определяем расход пара на него $\alpha_{п.д.в}$:

$$\alpha_{п.д.в}(i_7-i'_7)=\alpha_{д.в}(i_{п.д.в}-i_{д.в})\,k_7;$$
$$\alpha_{п.д.в}(2716-380{,}7)=0{,}016(356{,}8-168{,}5)\,1{,}002,$$

где $i_{д.в}=168{,}5$ кДж/кг при $p_{д.в}=1{,}3$ МПа и $t_{д.в}=40°C$. Отсюда $\alpha_{п.д.в}=0{,}0013$.

Деаэратор питательной воды

Материальный баланс

$$\alpha_{п.в}+\alpha_{у.д}+\alpha_{э.у}=\alpha_д+\alpha_{д.у}+\alpha^{в.д}_{др}+\alpha_{к.д}+\alpha_{дист};$$
$$1{,}015+0{,}0004+0{,}0008=\alpha_д+0{,}0074+$$
$$+0{,}20359+\alpha_{к.д}+0{,}015;$$
$$\alpha_{к.д}=0{,}79021-\alpha_д.$$

Уравнение теплового баланса

$$[\alpha_{п.в}i'_д+(\alpha_{у.д}+\alpha_{э.у})\,i''_д]k_д=\alpha_д i_4+$$
$$+\alpha_{д.у}\,i_{д.у}+\alpha^{в.д}_{др}\,i_{др3}+\alpha_{к.д}\,i_{в5}+\alpha_{дист}i'_{и1},$$

или

$$(1{,}015\cdot694{,}5+0{,}0012\cdot2762{,}3)\,1{,}005=$$
$$=\alpha_д3194+0{,}0074\cdot3464{,}5+$$
$$+0{,}20359\cdot775{,}9+(0{,}79021-$$
$$-\alpha_д)\,605{,}4+0{,}015\cdot440{,}17;$$
$$\alpha_д=0{,}01668;\ \alpha_{к.д}=0{,}77353.$$

Регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД) и вспомогательные теплообменники

ПНД5:

$$\alpha_{к.д}\tau_5 k_5=\alpha_{п5}q_5;$$
$$0{,}77353\cdot122\cdot1{,}004=\alpha_{п5}2452{,}9;$$
$$\alpha_{п5}=0{,}03906.$$

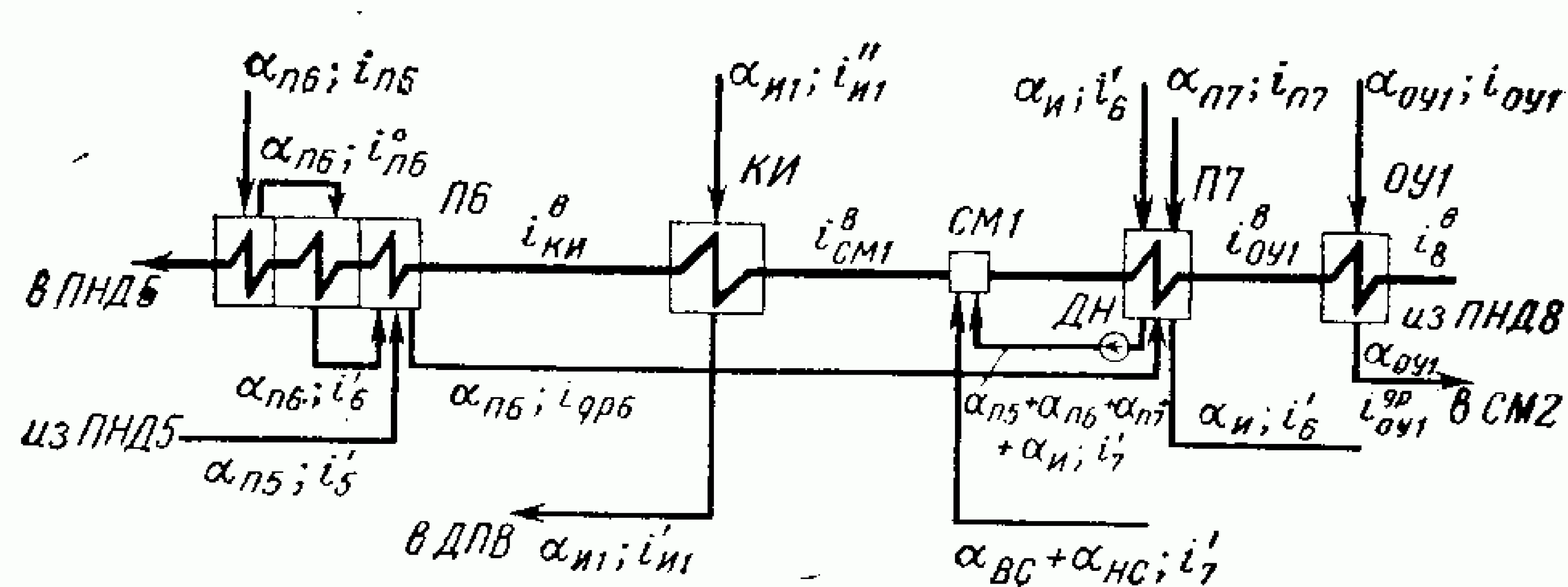


Рис. 13-4. Схема к расчету регенеративных подогревателей *ПНД6* (П6) и *ПНД7* (П7), конденсатора испарителя *КИ*, охладителя уплотнений *ОУ1* и смесителя *СМ1*. *ДН* — дренажный насос.

ПНД6; конденсатор испарителя (КИ); смеситель СМ1; ПНД7; охладитель уплотнений ОУ1.

Приводим уравнения тепловых балансов указанных элементов, а также материального баланса *СМ1* (рис. 13-4):

ПНД6

$$\alpha_{к.д}(i_{в6}-i_{в.к.и})\,k_6=\alpha_{п6}(q_6+q_{о.д6})+$$
$$+\alpha_{п5}(i'_5-i_{д.р6});$$
$$0{,}77353(482{,}1-i_{в.к.и})\,1{,}003=$$
$$=\alpha_{п6}(2370{,}3+50)+0{,}03906\,[614{,}1-$$
$$-(i_{в.к.и}+40)].$$

Принимаем предварительно значение $q_{о.д6}=i'_6-i_{др6}=50$ кДж/кг, соответствующее разности энтальпий охлажденного дренажа *ПНД6* и воды на входе в него (на выходе из КИ) около 32 кДж/кг, что подтверждается расчетом, или

$$2420\alpha_{п6}=352{,}621-0{,}73679i^в_{к.и}. \qquad (а)$$

Конденсатор испарителя (КИ):

$$\alpha_{к.д}(i^в_{к.и}-i^в_{см1})\,k_{к.и}=\alpha_{и1}(i''_{и1}-i'_{и1});$$
$$0{,}77353\,(i^в_{к.и}-i^в_{см1})\,1{,}003=$$
$$=0{,}015\,(2684{,}1-440{,}17);$$
$$0{,}77585\,(i^в_{к.и}-i^в_{см1})=33{,}659. \qquad (б)$$

Исключая из уравнений (а) и (б) $i^в_{к.и}$, получаем:

$$2420\alpha_{п6}=320{,}657-0{,}73679i^в_{см1}. \qquad (аб)$$

Смеситель дренажей (СМ1):

$$\alpha_{к.д}\,i^в_{см1}=\alpha_{к7}\,i_{в7}+(\alpha_{в.с}+\alpha_{н.с})\,i'_{н.с}+$$
$$+(\alpha_{п5}+\alpha_и+\alpha_{п6}+\alpha_{п7})\,i'_7,$$

где

$$\alpha_{к7}=\alpha_{к.д}-\alpha_{п5}-\alpha_и-\alpha_{в.с}-\alpha_{н.с}-\alpha_{п6}-\alpha_{п7}=$$
$$=0{,}77353-0{,}03906-0{,}01427-0{,}0055-$$
$$-0{,}0051-\alpha_{п6}-\alpha_{п7};$$
$$\alpha_{к7}=0{,}70960-\alpha_{п6}-\alpha_{п7}; \qquad (в)$$

отсюда

$$0{,}77353 i^{в}_{см1} = (0{,}70960 - \alpha_{п6} - \alpha_{п7})\,361{,}1 + 0{,}0106\cdot 380{,}7 + (0{,}05333 + \alpha_{п6} + \alpha_{п7})\,380{,}7$$

и

$$0{,}77353 i^{в}_{см1} = 20\,(\alpha_{п6} + \alpha_{п7}) + 272{,}323. \qquad (г)$$

Исключая из уравнений (аб) и (г) $i^{в}_{см1}$, получаем уравнение, связывающее $\alpha_{п6}$ и $\alpha_{п7}$:

$$2420\alpha_{п6} = 61{,}269 - 19{,}05\,(\alpha_{п6} + \alpha_{п7}). \qquad (абг)$$

ПНД7:

$$\alpha_{к7}\,(i_{в7} - i^{в}_{о.у1})\,k_7 = \alpha_{п7} q_7 + (\alpha_{п5} + \alpha_{п6})\,(i_{др6} - i'_7) + \alpha_{и}\,(i'_6 - i'_7);$$

$$(0{,}70960 - \alpha_{п6} - \alpha_{п7})\,(361{,}1 - i^{в}_{о.у1})\,1{,}002 = \alpha_{п7} 2335{,}3 + (0{,}03906 + \alpha_{п6})\,(i_{др6} - 380{,}7) + 0{,}01427\,(489{,}7 - 380{,}7);$$

отсюда

$$(0{,}70960 - \alpha_{п6} - \alpha_{п7})\,(361{,}1 - i^{в}_{о.у1})\,1{,}002 = 2335{,}3\alpha_{п7} + 59{,}0\alpha_{п6} + 4{,}489$$

или

$$1{,}002\,(0{,}70960 - \alpha_{п6} - \alpha_{п7})\,i^{в}_{о.у1} = 244{,}652 - 362{,}1\,(\alpha_{п6} + \alpha_{п7}) - 2335{,}3\alpha_{п7} - 59\alpha_{п6}. \qquad (д)$$

Охладитель уплотнений (ОУ1):

$$\alpha_{к7}\,(i^{в}_{о.у1} - i^{в}_8)\,k_{о.у1} = \alpha_{о.у1}\,(i_{о.у1} - i^{др}_{о.у1});$$

$$(0{,}70960 - \alpha_{п6} - \alpha_{п7})\cdot(i^{в}_{о.у1} - 242{,}8)\,1{,}002 = 0{,}001\,(2900 - 570)$$

или

$$1{,}002\,(0{,}70960 - \alpha_{п6} - \alpha_{п7})\,i^{в}_{о.у1} = 167{,}286 - 243{,}286\,(\alpha_{п6} + \alpha_{п7}). \qquad (е)$$

Из уравнений (д) и (е) получаем второе уравнение, связывающее $\alpha_{п6}$ и $\alpha_{п7}$:

$$118{,}636\,(\alpha_{п6} + \alpha_{п7}) + 2335{,}3\alpha_{п7} + 59\alpha_{п6} = 77{,}366. \qquad (де)$$

В результате решения уравнений (абг) и (де) определяем:

$$\alpha_{п6} = 0{,}02542; \quad \alpha_{п7} = 0{,}02986.$$

Из уравнения (в) находим $\alpha_{к7} = 0{,}65432$. Далее из уравнений (а), (г) и (е) получим:

$$i^{в}_{к.и} = 407{,}5 \text{ кДж/кг};$$

$$i^{в}_{см1} = 364{,}1 \text{ кДж/кг и}$$

$$i^{в}_{о.у1} = 244{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом,

$$\tau_6 = i_{в6} - i^{в}_{к.и} = 74{,}6 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_7 = i_{в7} - i^{в}_{о.у1} = 116{,}7 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_{см1} = i^{в}_{см1} - i^{в}_7 = 3{,}0 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_{о.у1} = i^{в}_{о.у1} - i^{в}_8 = 2{,}0 \text{ кДж/кг};$$

$\tau_{к.и} = i^{в}_{к.и} - i^{в}_{см1} = 43{,}4$ кДж/кг и недогрев в конденсаторе испарителя $\vartheta_{к.и} = i'_{и1} - i_{в.ки} = 32{,}67$ кДж/кг, что вполне приемлемо.

Определяем также разность энтальпий охлажденного дренажа *ПНД6* и воды на входе в него (на выходе из КИ):

$$\vartheta_{о.д6} = i_{др6} - i^{в}_{к.и} = 439{,}7 - 407{,}5 = 32{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры пара и воды в элементах ПНД

ПНД5:

Принимаем остаточный перегрев пара во встроенном охладителе пара $\theta_{по5} = 10$°C. Температура пара за *ПО5* $t_{оп5} = t_{н5} + \theta_{по5} = 145{,}7 + 10 = 155{,}7$°C. С учетом потерь давление греющего пара за *ПО5* равно $p^{о}_{п5} = 0{,}415$ МПа и энтальпия этого пара $i^{о}_{п5} = 2765{,}3$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса собственно подогревателя

$$\alpha_{п5}\,(i^{о}_{п5} - i'_5) = \alpha_{к.д}\,(i^{в}_{с.п5} - i_{в6})\,k_5;$$

$$0{,}03906\,(2765{,}3 - 614{,}1) = 0{,}77353\,(i^{в}_{с.п5} - 482{,}1)\,1{,}004; \quad i^{в}_{с.п5} = 591{,}5 \text{ кДж/кг};$$

при давлении воды за собственно подогревателем $p^{в}_{с.п5} = 1{,}10$ МПа, $t^{в}_{с.п5} = 140{,}5$°C.

Недогрев воды в собственно подогревателе *ПНД5*

$$\theta_{с.п5} = t_{н5} - t^{в}_{с.п5} = 145{,}7 - 140{,}5 = 5{,}2\text{°C}.$$

ПНД6:

Уравнение теплового баланса охладителя дренажа ПНД6

$$\alpha_{п6}\,(i'_6 - i_{др6}) + \alpha_{п5}\,(i'_5 - i_{др6}) = \alpha_{кд}\,(i^{в}_{о.д6} - i_{в.ки})\,k_6;$$

$$0{,}02542\,(489{,}7 - 447{,}5) + 0{,}03906\,(614{,}1 - 447{,}5) = 0{,}77353\,(i^{в}_{о.д6} - 407{,}5)\,1{,}003;$$

$$i^{в}_{о.д6} = 417{,}3 \text{ кДж/кг}.$$

Температура пара за *ПО6* равна:

$$t^{о}_{п6} = t_{н6} + \theta_{по6} = 116{,}7 + 10 = 126{,}7\text{°C}.$$

С учетом потерь давление греющего пара за *ПО6* равно $p^{о}_{п6} = 0{,}177$ МПа и энтальпия этого пара $i^{о}_{п6} = 2723{,}5$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса собственно подогревателя

$$\alpha_{п6}(i^0_{п6} - i'_6) = \alpha_{кд}(i^в_{с.п6} - i^в_{о.д6})\, k_6;$$

$$0{,}02542\,(2723{,}5 - 489{,}7) = 0{,}77353\,(i^в_{с.п6} - 417{,}3)\, 1{,}003;$$

$$i^в_{с.п6} = 480{,}5 \text{ кДж/кг};$$

при давлении воды за собственно подогревателем $p^в_{с.п6}=1{,}6$ МПа $t^в_{с.п6}=112{,}7°$С. Недогрев воды в собственно подогревателе *ПНД6*

$$\theta_{с.п6} = t_{н6} - t^в_{с.п6} = 116{,}7 - 112{,}7 = 4{,}0°\text{С}.$$

ПНД8; охладитель уплотнений ОУ2; смеситель дренажей СМ2. Уравнения тепловых балансов указанных элементов имеют вид:

ПНД8:

$$\alpha_{к7}(i^в_8 - i^в_{о.у2})\, k_8 = \alpha_{п8} q_8 + \alpha_{п.д.в}(i'_7 - i'_8);$$

$$0{,}65432\,(242{,}4 - i^в_{о.у2})\, 1{,}001 = \alpha_{п8} 2276{,}4 + 0{,}0013\,(380{,}7 - 261{,}6);$$

$$0{,}65497 i^в_{о.у2} = 151{,}8 - 2276{,}4\alpha_{п8}. \qquad (1)$$

Охладитель уплотнений (ОУ2):

$$\alpha_{к7}(i^в_{о.у2} - i^в_{см2})\, k_{о.у2} = \alpha_{о.у2}(i_{э.у} - i^{др}_{о.у2});$$

$$0{,}65432\,(i^в_{о.у2} - i^в_{см2})\, 1{,}001 = (0{,}001 + 0{,}0008) \times (2762{,}3 - 580);$$

$$0{,}65497 i^в_{о.у2} = 3{,}93 + 0{,}65497 i^в_{см2}. \qquad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) получаем уравнение (1, 2), связывающее $\alpha_{п8}$ и $i^в_{см2}$:

$$0{,}65497 \cdot i^в_{см2} = 147{,}87 - 2276{,}5\alpha_{п8}. \qquad (1{,}2)$$

Смеситель дренажей (СМ2):

$$\alpha_{к7} i^в_{см2} = \alpha^в_к i'_к + \alpha_{тп} i'_{к.тп} + (\alpha_{п8} + \alpha_{п.д.в})\, i'_8 + \alpha_{о.у1} i^{др}_{о.у1} + \alpha_{о.у2} i^{др}_{о.у2},$$

при этом

$$\alpha^в_к = \alpha_{к7} - (\alpha_{п8} + \alpha_{п.д.в} + \alpha_{о.у1} + \alpha_{о.у2} + \alpha_{тп}) = 0{,}60408 - \alpha_{п8}; \qquad (3)$$

$$0{,}65432 i^в_{см2} = (0{,}60408 - \alpha_{п8})\, 108{,}5 + 0{,}04614 \cdot 150{,}21 + (\alpha_{п8} + 0{,}0013)\, 261{,}6 + 0{,}001 \cdot 570 + 0{,}0018 \cdot 580;$$

$$0{,}65432 i^в_{см2} = 74{,}415 + 143\alpha_{п8}. \qquad (4)$$

Из уравнений (1, 2) и (4) определяем:

$$\alpha_{п8} = 0{,}03033 \text{ и } i^в_{см2} = 120{,}3 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_{см2} = 11{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Из уравнения (3) $\alpha^в_к = 0{,}57375$; из уравнения (1) $i^в_{о.у2} = 126{,}3$ кДж/кг. Отсюда $\tau_{о.у2} = 6{,}0$ кДж/кг;

$$\tau_8 = i^в_8 - i^в_{о.у2} = 116{,}1 \text{ кДж/кг}.$$

13-5. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПАРА И КОНДЕНСАТА

Доли отборов пара из турбины:

$$\alpha_1 = \alpha_{п1} = 0{,}07126; \quad \alpha_2 = \alpha_{п2} = 0{,}07181;$$

$$\alpha_3 = \alpha_{п3} + \alpha_{тп} = 0{,}06052 + 0{,}04614 = 0{,}10666;$$

$$\alpha_4 = \alpha_д = 0{,}01668; \quad \alpha_5 = \alpha_{п5} + \alpha_{в.с} = 0{,}03906 + 0{,}0055 = 0{,}04456;$$

$$\alpha_6 = \alpha_{п6} + \alpha_и + \alpha_{д.и} = 0{,}02542 + 0{,}01427 + 0{,}0005 = 0{,}04019;$$

$$\alpha_7 = \alpha_{п7} + \alpha_{н.с} + \alpha_{п.д.в} = 0{,}02986 + 0{,}0051 + 0{,}0013 = 0{,}03626;$$

$$\alpha_8 = \alpha_{п8} = 0{,}03033; \quad \sum_{r=1}^{r=8} \alpha_r = 0{,}41775.$$

Пропуск пара в конденсатор турбины

$$\alpha^п_к = \alpha_0 - \sum_{r=1}^{r=8} \alpha_r - \alpha_{д.у} - \alpha_{о.у1} - 2\alpha_{у2} = 1{,}0 - 0{,}41775 - 0{,}0074 - 0{,}001 - 2 \cdot 0{,}0003 = 0{,}57325;$$

$$\alpha^в_к = 0{,}57375.$$

Погрешность материального баланса

$$\Delta = \frac{\alpha^в_к - \alpha^п_к}{\alpha^п_к} 100 = \frac{0{,}57375 - 0{,}57325}{0{,}57325} = 0{,}096\%.$$

При расчете на арифмометре погрешность должна быть меньше 0,1%, а при расчете на логарифмической линейке — меньше 0,5%.

13-6. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС И РАСХОД ПАРА НА ТУРБОАГРЕГАТ

Суммарная работа пара в отдельных отсеках турбины определена в табл. 13-7:

В итоге

$$\Sigma H_{ij} = H_i = 1614 \text{ кДж/кг и}$$

$$\Sigma \alpha_j H_{ij} = 1224{,}625 \text{ кДж/кг}.$$

Расход пара на турбину

$$D_0 = \frac{W_э}{\Sigma \alpha_j H_{ij} \eta_м \eta_г} = \frac{800 \cdot 10^3}{1224{,}625 \cdot 0{,}994 \cdot 0{,}990} = 663{,}84 \text{ кг/с (2390 т/ч)}.$$

Отсеки турбины		Давление пара, МПа	Доля пропуска пара α_j		Внутреннее теплопадение H_{ij}, кДж/кг	Внутренняя работа на 1 кг свежего пара $\alpha_j H_{ij}$, кДж/кг
			Формула	Значение		
ЦВД	0′—1	22,4—5,97	$\alpha_{0'1}=\alpha_0-\alpha_{с.к}-\alpha_{р.к}-\frac{1}{2}(\alpha_{у1}+\alpha_{о.у1})$	0,99250	309,3	306,980
	1—2°	5,97—3,66	$\alpha_{12°}=\alpha_{0'1}-\alpha_1$	0,92124	109	100,415
ЦСД	2—3	3,25—1,93	$\alpha_{23}=\alpha_{12°}-\frac{1}{2}(\alpha_{у1}+\alpha_{о.у1})-\alpha_2+\alpha_{с.к}-\alpha^{пп}_{с.р}$	0,84853	141,7	120,237
	3—4	1,93—0,90	$\alpha_{34}=\alpha_{23}-\alpha_3$	0,74187	208	154,309
	4—5	0,90—0,47	$\alpha_{45}=\alpha_{34}-\alpha_4$	0,72519	154	111,679
	5—6	0,47—0,20	$\alpha_{56}=\alpha_{45}-\alpha_5$	0,68063	180	122,513
ЦНД	6′—7	0,198—0,084	$\alpha_{6'7}=\alpha_{56}-\alpha_6-2\alpha_{у2}$	0,63984	144	92,137
	7—8	0,084—0,024	$\alpha_{78}=\alpha_{6'7}-\alpha_7$	0,60358	178	107,437
	8—К	0,024—0,00334	$\alpha_{8К}=\alpha_{78}-\alpha_8$	0,57325	190,0	108,918

Удельный расход пара на турбину

$$d_0=\frac{D_0}{W_э+W_{т.п}}=\frac{2390\cdot 10^3}{828215}=2{,}88\ \text{кг/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Мощность приводной турбины

$$W_{т.п}=\frac{D_{п.в}v_{ср}(p_н-p_в)\,10^3}{\eta_н}=$$

$$=\frac{673{,}8\cdot 0{,}0011\,(32{,}4-0{,}69)\,10^3}{0{,}833}=28\,215\ \text{кВт},$$

где расход питательной воды

$$D_{п.в}=\alpha_{п.в}D_0=1{,}015\cdot 663{,}84=$$
$$=673{,}8\ \text{кг/с}\ \ (2426\ \text{т/ч}).$$

13-7. РАСХОДЫ ПАРА И ВОДЫ

Определяем расходы пара и воды, кг/с:

$D_1=D_{п1}=\alpha_1 D_0=0{,}07126\cdot 663{,}84=47{,}31;$

$D_2=D_{п2}=\alpha_2 D_0=0{,}07181\cdot 663{,}84=47{,}67;$

$D_3=\alpha_3 D_0=0{,}10666\cdot 663{,}84=70{,}81;$

$D_{п3}=\alpha_{п3}D_0=0{,}06052\cdot 663{,}84=40{,}18;$

$D_4=D_д=\alpha_4 D_0=0{,}01668\cdot 663{,}84=11{,}07;$

$D_5=\alpha_5 D_0=0{,}04456\cdot 663{,}84=29{,}58;$

$D_{п5}=\alpha_{п5}D_0=0{,}03906\cdot 663{,}84=25{,}93;$

$D_{в.с}=\alpha_{в.с}D_0=0{,}0055\cdot 663{,}84=3{,}65;$

$D_6=\alpha_6 D_0=0{,}04019\cdot 663{,}84=26{,}68;$

$D_{п6}=\alpha_{п6}D_0=0{,}02542\cdot 663{,}84=16{,}87;$

$D_и=\alpha_и D_0=0{,}01427\cdot 663{,}84=9{,}47;$

$D_{д.и}=\alpha_{д.и}D_0=0{,}0005\cdot 663{,}84=0{,}33;$

$D_7=\alpha_7 D_0=0{,}03626\cdot 663{,}84=24{,}07;$

$D_{п7}=\alpha_{п7}D_0=0{,}02986\cdot 663{,}84=19{,}82;$

$D_{н.с}=\alpha_{н.с}D_0=0{,}0051\cdot 663{,}84=3{,}39;$

$D_{п.д.в}=\alpha_{п.д.в}D_0=0{,}0013\cdot 663{,}84=0{,}86;$

$D_8=\alpha_8 D_0=0{,}03033\cdot 663{,}84=20{,}13;$

$D^п_к=\alpha^п_к D_0=0{,}57325\cdot 663{,}84=380{,}55\ (1370\ \text{т/ч}).$

Количество пара, поступившего на промежуточный перегрев,

$$D_{пп}=\alpha_{пп}D_0=0{,}84853\cdot 663{,}84=$$
$$=563{,}29\ \text{кг/с}\ \ (2028\ \text{т/ч}).$$

Паровая нагрузка парогенератора

$$D_{п.г}=\alpha_{п.г}D_0=1{,}015\cdot 663{,}84=$$
$$=673{,}8\ \text{кг/с}\ \ (2426\ \text{т/ч}).$$

Расход пара на турбопривод

$$D_{т.п}=\alpha_{т.п}D_0=0{,}04614\cdot 663{,}84=$$
$$=30{,}78\ \text{кг/с}\ \ (110{,}3\ \text{т/ч}).$$

Расход добавочной воды

$D_{д.в}=\alpha_{д.в}D_0=0{,}016\cdot 663{,}84=10{,}62$ **кг/с;**

$D^{пр}_{и1}=\alpha^{пр}_{и1}D_0=0{,}0015\cdot 663{,}84=1{,}00$ **кг/с.**

13-8. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТУРБОУСТАНОВКИ И ЭНЕРГОБЛОКА

Полный расход тепла на турбоустановку

$$Q_{ту} = D_0 (i_0 - i_{п.в}) + D_{пп} (i^{ту}_{пп} - i^{0\,ту}_{пп}) =$$

$$= 663{,}84 (3385{,}3 - 1205{,}4) + 563{,}29 (3543{,}7 - 2967);$$

$$Q_{ту} = 1\,771\,954 \text{ кВт} (6379 \text{ ГДж/ч}).$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии

$$Q^{э}_{ту} = Q_{ту} - Q_{т} - (D_{д.в} - D^{пр}_{и1}) (i_{п.в} - i_{д.в}) - D^{пр}_{и1} (i'_{и1} - i_{д.в}) = 1\,771\,954 - 17\,700 - (10{,}67 - 1{,}0) \cdot (1205{,}4 - 168{,}5) - 1{,}0 (440{,}17 - 168{,}5);$$

$$Q^{э}_{ту} = 1\,743\,947 \text{ кВт} \ (6278 \text{ ГДж/ч}),$$

причем расход тепла турбоустановкой на сетевые подогреватели равен:

$$Q_{т} = D_{в.с} (i_5 - i'_7) + D_{н.с} (i_7 - i'_7) =$$

$$= 3{,}65 (3040 - 380{,}7) + 3{,}39 (2716 - 380{,}7) =$$

$$= 17\,700 \text{ кВт}.$$

Отпуск тепла на отопительные нужды

$$Q^{о}_{т} = \frac{Q_{т}}{\frac{1}{2}(k_5 + k_7)} = \frac{17\,700}{\frac{1}{2}(1{,}004 + 1{,}002)} =$$

$$= 17\,650 \text{ кВт} \ (63{,}5 \text{ ГДж/ч}).$$

Удельный расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии (без учета собственного расхода электроэнергии и с учетом расхода тепла на турбопривод)

$$q^{э}_{ту} = \frac{Q^{э}_{ту}}{W_{э} + W_{т.п}} =$$

$$= \frac{1\,743\,947}{828\,215} = 2{,}106 \ [7582 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}].$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки по производству электроэнергии

$$\eta^{э}_{ту} = \frac{1}{q^{э}_{ту}} = \frac{1}{2{,}106} = 0{,}4748.$$

Тепловая нагрузка парогенератора

$$Q_{пг} = D_{пг} (i_{пг} - i_{п.в}) + D_{пп} (i^{г}_{пп} - i^{г0}_{пп}) =$$

$$= 673{,}8 (3384{,}8 - 1205{,}4) + 563{,}29 (3554{,}5 - 2958{,}3);$$

$$Q_{пг} = 1\,804\,313 \text{ кВт} \ (6496 \text{ ГДж/ч});$$

при этом $p_{пг} = 25{,}0$ МПа; $t_{пг} = 565$°С; $p^{г0}_{пп}/p^{г}_{пп} = 3{,}6/3{,}3$ МПа и $t^{г0}_{пп}/t^{г}_{пп} = 294/545$°С.

Коэффициент полезного действия транспорта тепла:

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} = \frac{1\,771\,954}{1\,804\,313} = 0{,}9821.$$

Расход тепла топлива

$$Q_{с} = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} = \frac{1\,804\,313}{0{,}925} =$$

$$= 1\,950\,609 \text{ кВт} \ (7022 \text{ ГДж/ч}),$$

где к. п. д. парогенератора брутто принят $\eta_{пг} = 0{,}925$.

Коэффициент полезного действия энергоблока (брутто)

$$\eta_{э.с} = \frac{W_{э} + W_{тп}}{Q_{с}} = \frac{828\,215}{1\,950\,609} = 0{,}4246,$$

или

$$\eta_{э.с} = \eta_{ту} \eta_{тр} \eta_{пг} = 0{,}4674 \cdot 0{,}9821 \cdot 0{,}925 = 0{,}4246,$$

где $\eta_{ту} = \frac{W_{э} + W_{тп}}{Q_{ту}} = \frac{828\,215}{1\,771\,954} = 0{,}4674$ — абсолютный электрический к. п. д. турбоустановки.

Удельный расход тепла на энергоблок

$$q_{э.с} = \frac{1}{\eta_{э.с}} = \frac{1}{0{,}4246} =$$

$$= 2{,}355 \ [8742 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}].$$

Коэффициент полезного действия энергоблока (нетто)

$$\eta^{н}_{э.с} = \eta_{э.с} (1 - э_{с.н}) = 0{,}4246 (1 - 0{,}03) = 0{,}4118$$

где собственный удельный расход электроэнергии принят $э_{с.н} = 0{,}03$.

Удельный расход условного топлива (нетто) на энергоблок

$$b^{н}_{у} = \frac{34{,}12}{\eta^{н}_{э.с}} = \frac{34{,}12}{0{,}4118} =$$

$$= 82{,}86 \text{ г/МДж} \ [300 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}].$$

Полученные в результате расчета тепловой схемы энергоблока при номинальном режиме расходы пара, воды, конденсата и топлива используются при проектировании оборудования и трубопроводов энергоблока и электростанции в целом.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

14-1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ С ТУРБИНОЙ ПТ

Тепловая схема ТЭЦ

Приводим расчет тепловой схемы промышленно-отопительной ТЭЦ с турбоустановкой ПТ-135-130 номинальной мощностью 135 МВт, с параметрами свежего пара 12,75 МПа, 565°С. Максимальная мощность турбины 165 МВт.

Турбина имеет производственный отбор 1,47±0,3 МПа, 300 т/ч при номинальном режиме и два теплофикационных отбора с номинальным отпуском тепла 128 МВт при расчетном режиме, соответствующем температуре наружного воздуха —5°С. Пределы регулирования верхнего отбора приняты 0,0588—0,245 МПа, нижнего отбора 0,0392—0,118 МПа. Для догрева сетевой воды до температуры 150°С предусматриваются пиковые водогрейные котлы.

Турбина ПТ-135-130 двухцилиндровая, рассчитана на максимальный расход пара 760 т/ч. Мощность турбины на конденсационном режиме при выключенных регулируемых отборах пара 120 МВт. Расход пара в конденсатор при этом составляет 320 т/ч. Промышленный отбор осуществляется после цилиндра высокого давления, пар на подогрев сетевой воды отбирается из цилиндра низкого давления. Часть низкого давления выполнена однопоточной. Турбина имеет, кроме того, встроенный пучок в конденсаторе для предварительного подогрева обратной сетевой воды.

Температура подогрева питательной воды при номинальном режиме принята 232°С. Основной конденсат и питательная вода подогреваются последовательно в охладителях эжектора конденсатора турбины и эжектора уплотнений, в подогревателе уплотнений, в четырех подогревателях низкого давления (*ПНД*), в деаэраторе 0,6 МПа и в трех подогревателях высокого давления (*ПВД*). Отпуск пара на эти подогреватели осуществляется из трех регулируемых и четырех нерегулируемых отборов пара турбины (рис. 14-1).

Пар на *ПВД1* и *ПВД2* отбирается из *ЦВД*, на *ПВД3* и деаэратор — из регулируемого промышленного отбора за *ЦВД*, на *ПНД4* и *ПНД5* — из нерегулируемых отборов ЦНД, и на *ПНД6* и *ПНД7* — из регулируемых теплофикационных отборов.

Подогреватели высокого давления *1* и *2* имеют встроенные охладители дренажа. Недогрев в *ПВД* составляет от 3,5 до 4,0°С, в *ПНД* — от 5,1 до 5,4°С.

Дренаж из подогревателей высокого давления сливается каскадно в деаэратор. Из *ПНД4* дренаж сливается в *ПНД5* и затем в *ПНД6*, откуда сливным насосом подается в смеситель *СМ1* на линии основного конденсата между *ПНД5* и *ПНД6*. Из *ПНД7* дренаж каскадно направляется в конденсатор, куда сливаются также дренажи из охладителей эжекторов.

Конденсат из верхнего и нижнего сетевых подогревателей *ВС* и *НС* соответственно подается сливными насосами в смесители *СМ1* между подогревателями *5* и *6* и *СМ2* между подогревателями *6* и *7*. Подогрев сетевой воды предусматривается последовательно в двух сетевых подогревателях; для подогрева обратной сетевой воды до ее поступления в нижний сетевой подогреватель может быть использован встроенный теплофикационный пучок конденсатора. Насосы сетевой воды установлены перед сетевыми подогревателями, сетевые насосы 2-й ступени — после сетевых подогревателей, перед пиковыми водогрейными котлами (ПВК).

Характерным для турбин типа ПТ является необходимость обеспечить подогрев и деаэрацию добавочной воды, восполняющей потери конденсата производственного отбора, а также подогрев обратного конденсата производственного отбора. Для этой цели в тепловой схеме турбоустановки ПТ-135-130 предусматривается использование верхнего теплофикационного отбора для подогревателя добавочной воды и деаэратора 0,12 МПа. После подогревателя добавочная вода поступает в деаэратор 0,12 МПа, куда направляется обратный конденсат производственного отбора и дренаж ПОВ, затем общий поток воды перекачивается в смеситель перед *ПНД5*.

Пар из уплотнений турбины направляется в *ПВД3* и охладитель уплотнений *ОУ*. Паровоздушная смесь из концевых уплотнений отсасывается эжектором. Пар из уплотнений штоков клапанов направляется в деаэратор питательной воды.

Последовательность расчета и исходные данные

Первым этапом расчета тепловой схемы теплофикационной турбоустановки является составление тепловых балансов сетевых по-

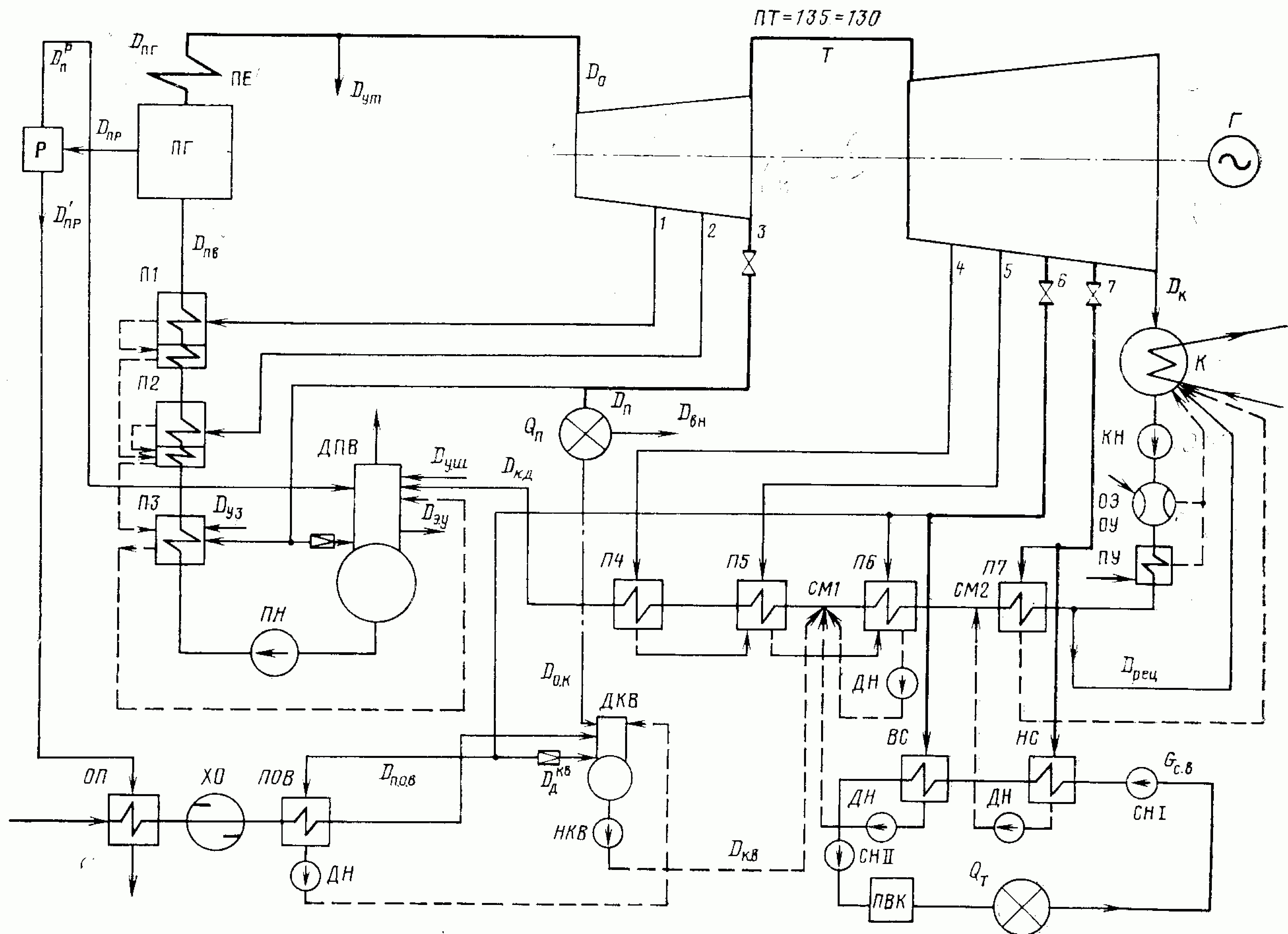


Рис. 14-1. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с турбоустановкой ПТ-135-130.

догревателей и определение расходов пара на каждый из них на основании заданной тепловой нагрузки турбины и температурного графика (рис. 14-2).

Давление пара в отборах турбины устанавливается исходя из требований промышленного потребителя и температурного графика сетевой воды. После этого составляются

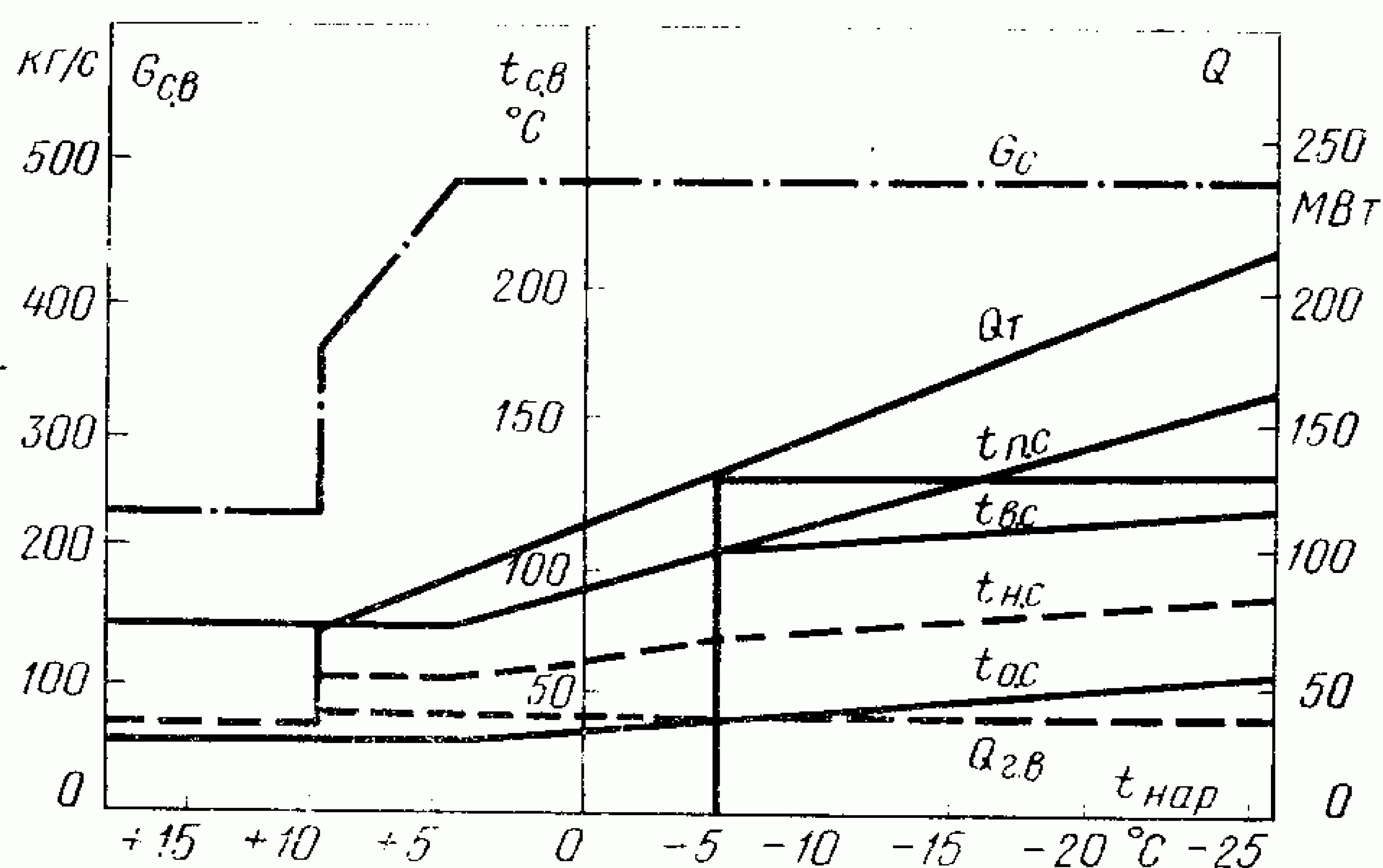


Рис. 14-2. Расходный и температурный графики сетевой воды.

тепловые балансы регенеративных подогревателей высокого давления, деаэраторов и подогревателей низкого давления.

Расчет тепловой схемы теплофикационной турбины удобнее проводить, задаваясь расходом пара на турбину и в конце расчета определяя электрическую мощность турбоагрегата. Заканчивается расчет определением показателей тепловой экономичности турбоустановки и ТЭЦ в целом.

Промышленный отбор $D_п=84$ кг/с.

В соответствии с графиком тепловой нагрузки, температурой сетевой воды и коэффициентом $\alpha_{ТЭЦ}=0,6$ (см. рис. 14-2) отопительная нагрузка (при $t_{нар}=-5$°С) $Q_т=128$ МВт, энтальпия сетевой воды: $i^в_{п.с}=415,6$ кДж/кг, $i^в_{о.с}=149,2$ кДж/кг. Паровая нагрузка парогенератора $D_{пг}=208$ кг/с. Расход пара на турбину за вычетом 1,5% утечек принимаем равным $D_0=204,9$ кг/с. С учетом продувки $D_{п.в}=211,1$ кг/с. Протечки через уплотнения составляют $D_у=0,015\cdot D_0=3,1$ кг/с, в том числе $D_{уз}=1,16$ кг/с; $D_{п.у}=1,94$ кг/с. Рабочий процесс пара в турбине, протекающий в соответ-

Таблица 14-1

Точка процесса	p, МПа	t, °С	i, кДж/кг	p', МПа	$t_н$, °С	$i_н^в$, кДж/кг	$\theta_п$, °С	$p_в$, МПа	$t_п$, °С	$i_п^в$, кДж/кг	$\tau_п$, кДж/кг	$q_п$, кДж/кг
0	12,75	565	3521	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0'	12,00	562	3521	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	3,390	380	3181	3,120	236,0	1018,7	2,0	16,5	234,0	1011,9	110,2	2162,3
2	2,145	328	3083	1,971	211,6	905,2	2,0	17,0	209,6	901,7	109,0	2177,8
3	1,27	268	2973	1,170	186,8	793,3	2,0	17,5	184,8	792,7	102,7	2179,7
ДПВ	1,27	268	2973	0,588	158,1	667,0	—	0,588	158,1	667,0	63,9	2306,0
4	0,49	170	2802	0,451	148,0	623,6	5,0	1,92	143,0	603,1	93,4	2178,4
5	0,261	129	2708	0,240	126,1	526,1	5,0	2,08	121,1	509,7	92,1	2181,9
6	0,128	108	2610	0,118	104,3	437,3	5,0	2,22	99,3	417,6	109,3	2172,7
ДКВ	0,128	108	2610	0,118	104,3	437,3	—	—	104,3	437,3	—	2172,7
7	0,048	82	2486	0,044	78,2	327,4	5,0	2,36	73,2	308,3	78	2158,6
К	0,0034	26,3	2486	—	26,3	110,6	—	—	26,3	110,6	—	2375,4

ствии с заводским расчетом, показан на рис. 14-3. Данные о параметрах пара и воды в турбоустановке и в охладителях дренажа приведены в табл. 14-1, 14-2, значения внутренних относительных к. п. д. отсеков турбины — в табл. 14-3; параметры пара и воды в установке использования продувки парогенератора — в табл. 14-4.

Таблица 14-2

Теплообменники	$t_д$, °С	$i_д^в$, кДж/кг	$\theta_д$, °С	$\vartheta_д$, кДж/кг	$q_{о.д}$, кДж/кг
ОД1	219,6	942,1	10,0	40,4	76,6
ОД2	194,8	829,3	10,0	36,6	75,9

Определяем выход пара из расширителя продувки. Из уравнения теплового баланса расширителя

$$D'_п = \frac{i_{пр}\eta_р - i'_{пр}}{i'_п - i'_{пр}} D_{пр},$$

где $\eta_р = 0,98$ — коэффициент, учитывающий потерю тепла в расширителе, отсюда

$$D'_п = \frac{1600,4 \cdot 0,98 - 667,0}{2755,6 - 667,0} \cdot 3,1 \simeq 1,32 \text{ кг/с}.$$

Выход продувочной воды из расширителя

$$D'_{пр} = D_{пр} - D'_п = 3,1 - 1,32 = 1,78 \text{ кг/с}.$$

Таблица 14-3

Отсек турбины	Интервал давлений пара, МПа	Внутренний относительный к.п.д. отсека, %	Отсек турбины	Интервал давлений пара, МПа	Внутренний относительный к.п.д. отсека, %
0—1	12,0—3,39	79,5	*4—5*	0,490—0,261	82,3
1—2	3,39—2,145	81,2	*5—6*	0,261—0,128	81,1
2—3	2,145—1,27	83,8	*6—7*	0,128—0,048	80,8
3—4	1,245—0,49	82,6	*7—К*	0,048—0,0034	0

Таблица 14-4

Показатель	Параметры пара и воды		
	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
Продувочная вода ПГ	14,7	340,6	1600,4
Пар из расширителя	0,588	158,1	2755,6
Продувочная вода из расширителя	0,588	158,1	667,0

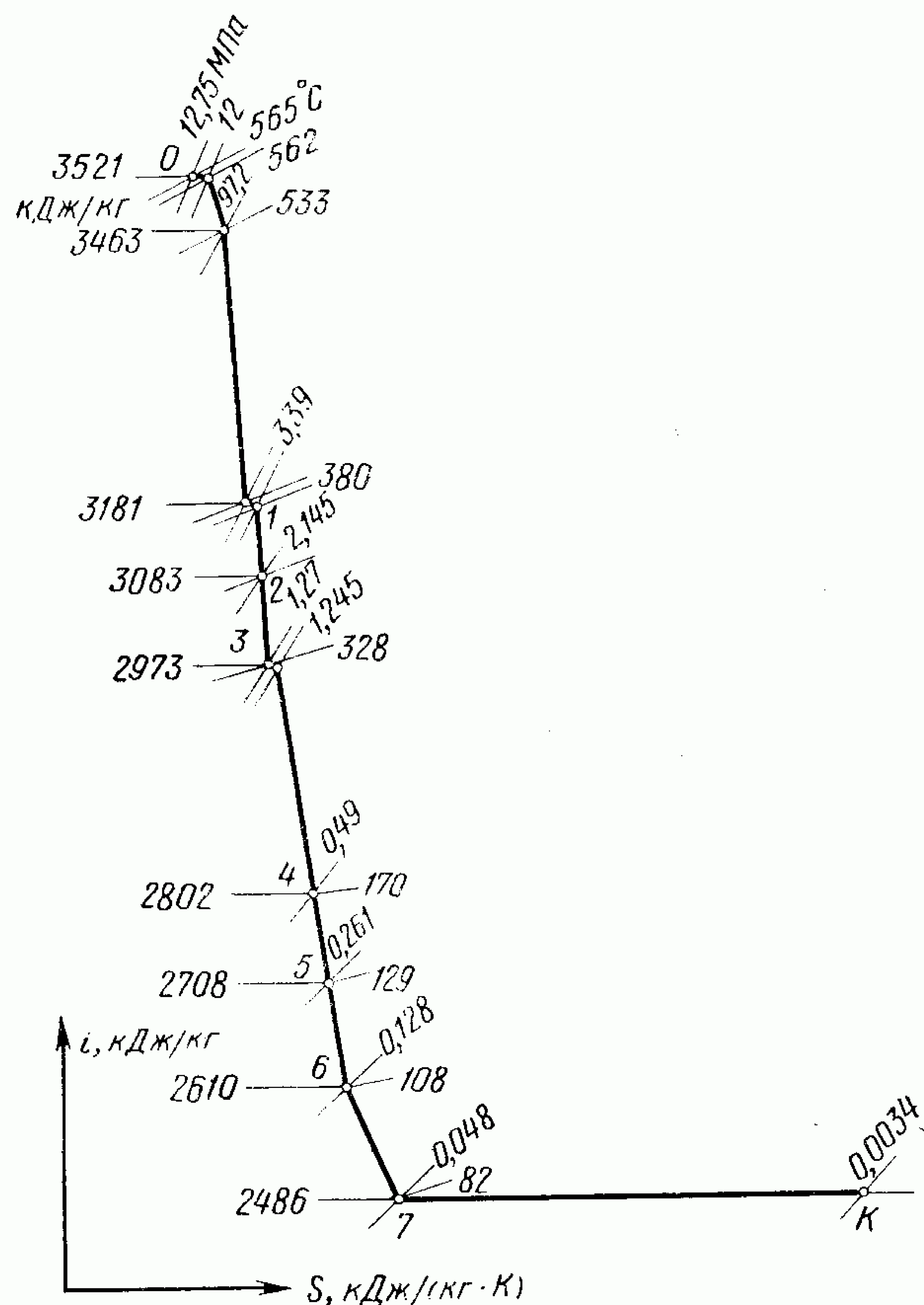


Рис. 14-3. Процесс работы пара в турбине ПТ-135-130 в i, s-диаграмме.

Тепловые балансы подогревателей
Сетевая подогревательная установка

Параметры пара и воды сетевой подогревательной установки приведены в табл. 14-5.

Таблица 14-5

Показатель	Нижний подогреватель	Верхний подогреватель
Греющий пар		
Давление в отборе p, МПа	0,048	0,128
Давление в подогревателе p', МПа	0,0418	0,104
Температура t, °С	82	108
Отдаваемое тепло $q_{н.с}$, $q_{в.с}$, кДж/кг	2164	2188
Конденсат греющего пара		
Температура насыщения $t_н$, °С	76,8	101,0
Энтальпия при насыщении i', кДж/кг	322,0	422,0
Сетевая вода		
Температура на входе $t_{о.с}$, $t_{н.с}$, °С	35,4	74,9
Энтальпия $i^в_{о.с}$, $i^в_{н.с}$, кДж/кг	149,2	314,2
Температура на выходе $t_{н.с}$, $t_{в.с}$, °С	74,9	99,0
Энтальпия на выходе $i^в_{н.с}$, $i^в_{в.с}$, кДж/кг	314,2	415,6
Недогрев в подогревателе $\theta_{н.с}$, $\theta_{в.с}$, °С	1,9	2,0
То же $\vartheta_{н.с}$, $\vartheta_{в.с}$, кДж/кг	7,8	6,4
Подогрев в подогревателе $\tau_{н.с}$, $\tau_{в.с}$, кДж/кг	165	101,4

Для рассчитываемого режима расход сетевой воды равен:

$$G_{с.в} = \frac{Q_т}{i^в_{н.с} - i^в_{о.с}} = \frac{128 \cdot 10^3}{415,6 - 149,2} = 480 \text{ кг/с}.$$

Тепловой баланс нижнего сетевого подогревателя

$$D_{н.с} q_{н.с} = G_{с.в} \tau_{н.с} \frac{1}{\eta_п};$$

$$D_{н.с} 2164 = 480 \cdot 165 \frac{1}{0,995},$$

отсюда $D_{н.с} = 36,9$ кг/с.

Тепловой баланс верхнего сетевого подогревателя

$$D_{в.с} q_{в.с} = G_{с.в} \tau_{в.с} \frac{1}{\eta_п};$$

$$D_{в.с}\, 2188 = 480 \cdot 101,4 \cdot \frac{1}{0,995}, \text{ отсюда } D_{в.с} =$$

$$= 22,3 \text{ кг/с}.$$

Регенеративная подогревательная установка

Регенеративные подогреватели высокого давления и питательная установка:

ПВД1:

$$D_{п1} (q_{п1} + q_{о.д1}) = D_{п.в} \tau_{п1} \frac{1}{\eta_{п1}};$$

$$D_{п1} (2162,3 + 76,6) = 211,1 \cdot 110,2 \cdot \frac{1}{0,995},$$

отсюда $D_{п1} = 10,45$ кг/с.

ПВД2:

$$D_{п2} (q_{п2} + q_{о.д2}) + D_{п1} q_{д2} = D_{п.в} \tau_{п2} \frac{1}{\eta_{п2}};$$

$$D_{п2} (2177,8 + 75,9) + 10,45 \cdot 112,8 =$$

$$= 211,1 \cdot 109,0 \cdot \frac{1}{0,995},$$

отсюда $D_{п2} = 9,72$ кг/с.

Подогрев воды в питательном насосе. Работа сжатия воды в идеальном процессе

$$h_{н.а} = 10^3 v_{ср} (p_н - p_в) =$$

$$= 10^3 \cdot 0,0011 \cdot (17,5 - 0,6) = 18,6 \text{ кДж/кг};$$

к. п. д. насоса $\eta_н = \eta_{нi} \eta'_н$, где $\eta'_н$ учитывает механические и прочие потери насоса (от протечек).

Внутренняя работа сжатия воды в насосе и подогрев воды $\tau_н$

$$h_{нi} = \tau_н = \frac{h_{н.а}}{\eta_{нi}} = \frac{18,6}{0,8} = 23 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия воды после питательного насоса

$$i^в_{п.н} = i^в_д + \tau_н = 667,0 + 23,0 =$$

$$= 690,0 \text{ кДж/кг}.$$

ПВД3:

$$D_{п3} q_{п3} + D_{у3} q_{у3} + (D_{п1} + D_{п2}) q_{д3} = D_{п.в} \tau_{п3} \frac{1}{\eta_п};$$

$$D_{п3} \cdot 2179,7 + 1,16 \cdot 2460 + (10,45 + 9,72) \cdot 36 =$$

$$= 211,1 \cdot 102,7 \cdot \frac{1}{0,995};$$

$$D_{п3} = 8,5 \text{ кг/с}.$$

Деаэратор питательной воды

Материальный баланс деаэратора. Поток конденсата на входе в деаэратор

$$D_{к.д} = D_{п.в} - (D_{п1} + D_{п2} + D_{п3} + D_{у3}) -$$

$$- D_д - D_{у.ш} + D_{э.у} - D'_п;$$

расход пара на эжектор $D_э=1$ кг/с; $D_{у.к}=0,5$ кг/с — расход пара на концевые уплотнения; $D_{э.у}=D_{у.к}+D_э=1,5$ кг/с; $D_{у.ш}=1,0$ кг/с — расход пара из уплотнений штоков клапанов; $D_{к.д}=211,1-(10,45+9,72+8,5+1,16)-D_д-1,0+1,0+0,5-1,32$; $D_{к.д}=180,45-D_д$.

Тепловой баланс деаэратора

$$D_д i_3+(D_{п1}+D_{п2}+D_{п3}+D_{у3})\,i^в_{д3}+D_{у.ш}\,i_{у.ш}+$$

$$+D_{к.д}\,i^в_{п4}+D'_п i'_п=[D_{п.в}i^в_д+D_{э.у}\,i'_д]\frac{1}{\eta_д}.$$

После подстановки выражения $D_{к.д}$ и численных значений известных величин получаем:

$$D_д\cdot 2973+29,83\cdot 793,3+1,0\cdot 3477+(180,45-$$

$$-D_д)\,603,1+1,32\cdot 2755,6=$$

$$=(211,1\cdot 667+1,5\cdot 2755,6)\,\frac{1}{0,995},$$

отсюда $D_д=2,74$ кг/с и из уравнения материального баланса

$$D_{к.д}=180,45-2,74=177,71 \text{ кг/с}.$$

Установка для подогрева и деаэрации добавочной воды

Материальный баланс деаэратора обратного конденсата и добавочной воды ДКВ (см. рис. 14-1):

$$D_{к.в}=D^в_д+D_{п.о.в}+D_{о.в}+D_{о.к};$$
$$D_{о.в}=(D_п-D_{о.к})+D'_{пр}+D_{ут}.$$

Тепловой баланс охладителя продувочной воды ОП

$$D'_{пр}q_{о.п}=D_{о.в}\tau_{о.п}\frac{1}{\eta_п},$$

где $q_{о.п}=i'_{пр}-i^0_{пр}=667,0-167,0=$

$$=500,0 \text{ кДж/кг},$$

$$1,78\cdot 500,0=46,88\,i_{о.п}\frac{1}{0,995};$$

отсюда $\tau_{о.п}=19,0$ кДж/кг.

После охладителя продувки вода с энтальпией около 60 кДж/кг поступает на химводоочистку, а затем в подогреватель химически очищенной воды.

Тепловой баланс подогревателя химически очищенной воды

$$D_{п.о.в}\,q_6=D_{о.в}\tau_{о.в}\frac{1}{\eta_п},$$

где $\tau_{о.в}=i^в_{п6}-i_{о.в}=417,6-140,0=277,6$ кДж/кг.

Возврат конденсата от производственных потребителей принят равным 50%:

$$D_{о.к}=0,5\cdot D_п=42,0 \text{ кг/с}; \; D_{о.в}=42,0+$$

$$+1,78+3,1=46,88 \text{ кг/с};$$

$$D_{п.о.в}2172,7=46,88\cdot 277,6\cdot\frac{1}{0,995}, \text{ откуда } D_{п.о.в}=$$

$$=6,0 \text{ кг/с}.$$

Таким образом, $D_{к.в}=D^в_д+6,0+46,88+$

$$+42,0=D^в_д+94,88 \text{ кг/с}.$$

Тепловой баланс деаэратора химически очищенной воды

$$D^в_д i_6+D_{п.о.в}i^в_6+0,5D_п i^в_{о.к}+$$

$$+D_{о.в}i^в_{п6}=D_{к.в}i^в_д\frac{1}{\eta_п};$$

$$D^в_д\cdot 2610+6,0\cdot 437,3+42,0\cdot 377,0+$$

$$+46,88\cdot 417,6=(D^в_д+94,88\cdot 437,3)\cdot\frac{1}{0,995},$$

отсюда $D^в_д=1,6$ кг/с; $D_{к.в}=42,0+46,88+6,0+1,6=96,48$ кг/с.

Регенеративные подогреватели низкого давления

ПНД4:

$$D_{п4}q_{п4}=D_{к.д}\tau_{п4}\frac{1}{\eta_п};$$

$$D_{п4}\cdot 2178,4=177,71\cdot 93,4\cdot\frac{1}{0,995},$$

отсюда $D_{п4}=7,66$ кг/с.

ПНД5 и смеситель СМ1, объединенное уравнение теплового баланса:

$$D_{п5}i_5+D_{п4}i'_4+D_{к.в}\,i^в_д+(D_{п4}+D_{п5}+D_{п6})i'_6+$$

$$+D_{в.с}i'_{в.с}+D_{к6}\,i^в_{п6}=D_{к.д}i^в_{п5}+(D_{п4}+D_{п5})\,i'_5,$$

где $D_{к6}=D_{к.д}-(D_{п4}+D_{п5}+D_{п6}+D_{в.с}+$

$$+D_{к.в})=177,71-7,66-(D_{п5}+D_{п6})-$$

$$-22,3-96,48=51,27-(D_{п5}+D_{п6});$$

$$D_{п5}\cdot 2708+7,66\cdot 623,6+96,48\cdot 437,3+$$

$$+(7,66+D_{п5}+D_{п6})\cdot 437,3+22,3\cdot 422,0+$$

$$+(51,27 - D_{п5} - D_{п6})\cdot 417,6 = [177,71\cdot 509,7 + (7,66 + D_{п5})\cdot 526,1]\cdot \frac{1}{0,995};$$

$$2199,4D_{п5} + 19,4D_{п6} = 13\,720. \qquad (а)$$

ПНД6 и смеситель СМ2, объединенное уравнение теплового баланса:

$$D_{п6}i_6 + (D_{п4} + D_{п5})\,i'_5 + D_{н.с}i'_{н.с} + D_{к7}i^в_{п7} = [D_{к6}i^в_{п6} + (D_{п4} + D_{п5} + D_{п6})\,i'_6]\,\frac{1}{\eta_п};$$

$$D_{к7} = D_{к6} - D_{н.с} = 51,27 - D_{п5} - D_{п6} - 36,9;$$

$$D_{к7} = 14,37 - (D_{п5} + D_{п6});$$

$$D_{п6}\cdot 2610 + (7,66 + D_{п5})\cdot 526,1 + 36,9\cdot 322 + (14,37 - D_{п5} - D_{п6})\,308,3 = [(51,27 - D_{п5} - D_{п6})\cdot 417,6 + (7,66 + D_{п5} + D_{п6})437,3]\,\frac{1}{0,995};$$

$$196,4D_{п5} + 2280,3D_{п6} = 4400. \qquad (б)$$

Совместное решение двух уравнений (а) и (б) дает:

$$D_{п5} = 6,23 \text{ кг/с}; \; D_{п6} = 1,39 \text{ кг/с};$$

$$D_{к6} = 51,27 - 7,62 = 43,65 \text{ кг/с},$$

$$D_{к7} = 14,37 - 7,62 = 6,75 \text{ кг/с}.$$

Уравнение теплового баланса смесителя *СМ1*

$$D_{к6}\,i^в_{п6} + D_{к.в}i^в_д + (D_{п4} + D_{п5} + D_{п6})\,i'_6 + D_{в.с}i'_{в.с} = D_{к.д}i^в_{см1}\,\frac{1}{\eta_{см}};$$

$$43,65\cdot 417,6 + 96,43\cdot 437,3 + (7,66 + 6,23 + 1,39)\times 437,3 + 22,3\cdot 422 = 177,71\cdot i^в_{см1}\cdot\frac{1}{0,995};$$

$$i^в_{см1} = 427 \text{ кДж/кг}, \quad \tau_{см2} = 9,4 \text{ кДж/кг}.$$

Уравнение теплового баланса смесителя *СМ2*

$$D_{к7}i^в_{п7} + D_{н.с}i'_{нс} = D_{к6}i^в_{см2}\,\frac{1}{\eta_{см}};$$

$$6,75\cdot 308,3 + 36,9\cdot 322 = 43,65\cdot i^в_{см2}\cdot\frac{1}{0,995};$$

$$i^в_{см2} = 321 \text{ кДж/кг}, \quad \tau_{см2} = 12,7 \text{ кДж/кг}.$$

ПНД7:

$$D_{п7}q_{п7} = D_{к7}\tau_{п7}\,\frac{1}{\eta_п};$$

$$D_{п7}\cdot 2158,6 = 6,75\cdot 78,0\cdot\frac{1}{0,995},$$

отсюда $D_{п7} = 0,25$ кг/с; $\tau_{п7} = i_{п7} - i^в_{п.у}$, где $i^в_{п.у} = 230$ кДж/кг (задаемся).

Подогреватели уплотнений, охладители уплотнений и эжекторов

Уравнение материального баланса конденсатора. Поток конденсата

$$D^в_к = D_{к7} - D_{п7} - D_{п.у} - D_э - D_{у.к};$$

$$D^в_к = 6,75 - 0,25 - 1,94 - 1,0 - 0,5 = 3,06 \text{ кг/с}.$$

Определение потока воды на циркуляцию в соответствии с заданной энтальпией конденсата после ПУ, равной 230 кДж/кг.

Уравнение теплового баланса подогревателя уплотнения ПУ, охладителей-эжекторов и уплотнений ЭУ:

$$D_{э.у}q_{э.у} + D_{п.у}q_{п.у} = (D_{к7} + D_{рец})\,\tau_{э.у}\,\frac{1}{\eta_п};$$

$$q_{э.у} = i^н_д - i^в_{э.у} = 2755,6 - 223,0 = 2532,6 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{п.у} \approx 2200 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_{э.у} = i_{п.у} - i'_к = 230,0 - 110,6 = 119,4 \text{ кДж/кг};$$

$$1,5\cdot 2532,6 + 1,94\cdot 2200 = (6,75 + D_{рец})\,119,4\cdot\frac{1}{0,995};$$

$$D_{рец} = 60,4 \text{ кг/с},$$

отсюда кратность рециркуляции

$$m_{рец} = \frac{D_{рец} + D_{к7}}{D_{к7}} = \frac{68,15}{6,75} = 9,9.$$

Тепловой баланс подогревателя уплотнений

$$D_{п.у}q_{п.у} = (D_{к7} + D_{рец})\,\tau_{п.у}\,\frac{1}{\eta_п};$$

$$1\cdot 94\cdot 2200 = (6,75 + 60,4)\,\tau_{п.у}\,\frac{1}{0,995};$$

$$\tau_{п.у} = 63,1 \text{ кДж/кг};$$

Тепловой баланс охладителя эжекторов и уплотнений

$$D_эq_э = (D_{к7} + D_{рец})\tau_э\,\frac{1}{\eta_п};$$

$$1,5\cdot 2532,6 = 68,15\tau_э\,\frac{1}{0,995}.$$

$$\tau_э = 55,6 \text{ кДж/кг}.$$

Паровой баланс турбины

$D_1 = D_{п1} = 10,45$ кг/с; $D_2 = D_{п2} = 9,72$ кг/; $D_3 = D_{п3} + D_д + D_п = 8,5 + 2,74 + 84,0 = 95,24$ кг/с;

$D_4=D_{п4}=7{,}66$ кг/с; $D_5=D_{п5}=6{,}23$ кг/с; $D_6=D_{п6}+D^{в}_{д}+D_{п.о.в}+D_{в.с}=1{,}39+1{,}6+6{,}0+22{,}3=31{,}29$ кг/с;

$$D_7=D_{п7}+D_{н.с}=0{,}25+36{,}9=37{,}15 \text{ кг/с};$$

$$\Sigma D_j=197{,}74 \text{ кг/с}; \quad D_{упл}=3{,}1 \text{ кг/с};$$

$$D_{у.ш}=1{,}0 \text{ кг/с}.$$

$$D^{п}_{к}=D_0-D_у-D_{у.ш}-\Sigma D_j=204{,}9-$$

$$-3{,}1-1{,}0-197{,}74=3{,}06 \text{ кг/с}=D^{в}_{к}.$$

Материальный баланс пара и конденсата сходится с достаточной точностью.

Итак, основные потоки пара $D_{пг}=208$ кг/с (750 т/ч); $D_0=204{,}9$ кг/с (736 т/ч); $D_п=84{,}0$ кг/с (300 т/ч); $D_к=3{,}06$ кг/с (11 т/ч); $D_{в.с}=22{,}3$ кг/с (80,2 т/ч); $D_{н.с}=36{,}9$ кг/с (133,0 т/ч).

Энергетический баланс турбоагрегата

Определяем мощность отсеков турбины и полную ее мощность (табл. 14-6).

Электрическая мощность турбоагрегата

$$W_э=W_i\eta_м\eta_г=W_i\eta_{эм}=W_i\cdot 0{,}98=136{,}5 \text{ МВт}.$$

Энергетические показатели турбоустановки и теплоэлектроцентрали

Турбинная установка

Полный расход тепла на турбоустановку

$$Q_{ту}=D_0(i_0-i_{п.в});$$

$$Q_{ту}=204{,}9\cdot(3521-1011{,}9)=$$

$$=514{,}0 \text{ МВт } (1850{,}0 \text{ ГДж/ч}).$$

Расход тепла на производственные потребители

$$Q_п=D_пi_п-D_{о.к}i_{о.к}-(D_п-D_{о.к})i_{о.в};$$

Таблица 14-6

Отсек турбины	Интервал давления, МПа	Пропуск пара через отсек: Обозначение	Пропуск пара через отсек: Численное значение, кг/с	$H_{отс}$, кДж/кг	$W_i^{отс}$, МВт
0—1	12,0—3,39	$D_0-D_{у3}-D_{у.ш}$	202,74	329,0	66,60
1—2	3,39—2,145	$D_{01}-D_1$	192,29	98,0	18,85
2—3	2,145—1,27	$D_{12}-D_2$	182,57	110,0	20,10
3—4	1,245—0,49	$D_{23}-D_3-D_у^{с.п}$	85,39	171,0	14,60
4—5	0,49—0,261	$D_{34}-D_4$	77,73	94,0	7,30
5—6	0,261—0,128	$D_{45}-D_5$	71,5	98,0	7,01
6—7	0,128—0,048	$D_{56}-D_6$	40,21	124,0	4,99
7—К	0,048—0,0034	$D_{67}-D_7$	3,06	0,0	0,0

Примечание. $W_i=\Sigma W_i^{отс}=139{,}45$ МВт.

$$Q_п=84{,}0\cdot 2973-42{,}0\cdot 377{,}0-42{,}0\cdot 140{,}0=$$

$$=228{,}32 \text{ МВт } (823{,}0 \text{ ГДж/ч}).$$

Расход тепла на отопление

$$Q_т=Q^0_т/\eta_т; \quad Q_т=128/0{,}995=$$

$$=128{,}5 \text{ МВт } (462{,}0 \text{ ГДж/ч}).$$

Общий расход тепла на внешних потребителей

$$Q_{т.п}=Q_т+Q_п=228{,}32+128{,}5=$$

$$=356{,}82 \text{ МВт } (1285{,}0 \text{ ГДж/ч}).$$

Расход тепла на турбинную установку по производству электроэнергии

$$Q^э_{ту}=Q_{ту}-D'_п(i'_п-i_{п.в})-(D_{ут}+D'_{пр})(i_{п.в}-$$

$$-i_{о.в})-Q_{т.п},$$

$$Q^э_{ту}=514{,}0-1{,}32\cdot(2755{,}6-1011{,}9)-$$

$$-(3{,}1+1{,}78)\cdot(1011{,}9-140)-356{,}82=$$

$$=150{,}62 \text{ МВт } (541{,}0 \text{ ГДж}).$$

Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии

$$\eta^э_{ту}=\frac{136{,}5}{150{,}62}=0{,}905.$$

Удельный расход тепла на производство электроэнергии

$$q^э_{ту}=\frac{1}{\eta^э_{ту}}=1{,}105 \text{ или } 3980 \text{ кДж/(кВт·ч)}.$$

Энергетические показатели ТЭЦ

В табл. 14-7 приведены параметры свежего пара у парогенератора.

Таблица 14-7

Параметры пара	Значения параметров
Давление $p_{пг}$, МПа	13,8
Температура $t_{пг}$, °С	570,0
Энтальпия $i_{пг}$, кДж/кг	3525,0

Тепловая нагрузка парогенераторной установки

$$Q_{пг}=D_{пг}(i_{пг}-i_{п.в})+D_{пр}(i_{пр}-i_{п.в});$$

$$Q_{пг}=208{,}0(3525{,}0-1011{,}9)+3{,}1\times$$

$$\times(1600{,}4-1011{,}9)=524{,}8 \text{ МВт}$$

$$(1890 \text{ ГДж/ч}).$$

Коэффициент полезного действия трубопроводов

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} = \frac{514,0}{524,8} = 0,98.$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по производству электроэнергии

$$\eta^{э}_{с} = \eta^{э}_{ту}\eta_{тр}\eta_{пг} = 0,905 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,816.$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по производству и отпуску тепла на отопление

$$\eta^{т}_{с} = \eta_{т}\eta_{тр}\eta_{пг} = 0,995 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,896.$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии

$$b^{э}_{у} = \frac{123}{\eta^{э}_{с}} = 151,0 \ \text{г/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход условного топлива на производство и отпуск тепловой энергии

$$b^{т}_{у} = \frac{34,1}{\eta^{т}_{с}} = 38,1 \ \text{кг/ГДж}.$$

14-2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ С ТУРБИНАМИ ТИПОВ Т И Р

Тепловая схема ТЭЦ с турбоустановками Т-175-130 и Р-100-130 РЦ показана на рис. 14-4. Турбина Р-100-130 РЦ имеет дополнительный регенеративный цилиндр с отборами пара, предназначенными для подогрева обратного конденсата и добавочной воды. Турбина Т-175-130 имеет пять нерегулируемых и два теплофикационных отбора для подогрева сетевой воды; ее ЦВД унифицирован с цилиндрами высокого давления турбин ПТ-135-130 и Р-100-130. Кроме обычных регенеративных подогревателей воды в тепловой схеме ТЭЦ предусмотрена установка подготовки добавочной воды, включающая: подогреватель сырой воды (ПСВ), атмосферный деаэратор добавочной воды (ДА) и подогреватель добавочной воды (ПД). Агрессивные газы в подпиточной воде теплосети удаляются в вакуумном деаэраторе подпитки (ДП). Деаэрация воды обеспечивается паром, выделяющимся при вскипании подаваемой в деаэратор горячей сетевой воды из магистрали после сетевого подогревателя верхней ступени. Вакуум в деаэраторе поддерживается эжектором, питаемым паром из деаэратора питательной воды. При температуре горячей сетевой воды 80°С абсолютное давление в деаэраторе подпитки равно 0,049 МПа. На подводе свежего пара в турбине типа Р и на перепуске пара из основного цилиндра в регенеративный предусматривают-

Таблица 14-8

Цилиндр турбины	Показатели	
	Интервалы давлений, МПа	η_{oi}, %
ЦВД	12,70—9,43	67,04
	9,43—4,87	83,9
	4,81—3,3	82,2
	3,3—2,22	84,65
	2,22—1,47	85,5
ЦСД	1,42—0,576	87,05
	0,576—0,277	80,65
	0,277—0,0981	75,83
	0,0981—0,0416	80,22
ЦНД	0,041—$3,9 \cdot 10^{-3}$	0

Таблица 14-9

Точка процесса пара	Элемент схемы	p, МПа	t (х), °С (—)	i, кДж/кг	p', МПа	$t_н$, °С	i', кДж/кг	θ, °С	$t_в$, °С	$p_в$, МПа	$i_в$, кДж/кг	τ_r, кДж/кг	q_r, кДж/кг
						Т-175-130							
0	—	12,70	550	3470	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0'	—	12,10	549	3470	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	*П1*	3,30	370	3156	3,018	234	1009,9	2	232	18,7	1003,4	89,8	2202,5
2	*П2*	2,22	320	3048	2,065	214	916,0	2	212	19,3	913,5	89,8	2204,3
3	*П3*	1,47	274	2978	1,36	193,7	824	2	191,7	19,7	823,7	131,6*	2245,9
	ДПВ	1,47	274	2978	0,59	158,18	667,5	0	158,18	0,59	667,5	42,5	—
4	*П4*	0,576	177	2797	0,491	151,18	637,1	3	148,18	1,5	625	118**	2150,9
5	*П5*	0,277	(0,98)	2687	0,228	124,4	522,4	3	121,4	1,8	505,4	112,4**	2149,6
6	*П6*	0,0981	(0,948)	2554	0,0869	95,74	401,1	4	91,74	2,1	385,8	73,8**	2152,9
7	*П7*	0,0416	(0,91)	2450	0,0384	74,91	313,5	4	70,91	2,4	298,7	89,1	2136,5
К	*К*	0,0039	(0,957)	2450	0,0039	28,54	119,6	0	28,54	0,0039	119,6	—	—
						Р-100-130 РЦ							
4	*ПД*	0,30	133,5	2722	0,273	130,35	547,8	6	124,35	2,0	523,5	86,2	2174,2
5	*ДА*	0,128	(0,968)	2612	0,118	104,3	437,3	0	104,3	0,118	437,3	—	—
	ПСВ	0,128	(0,968)	2612	0,118	104,3	437,3	—	40	2,4	171	83,4	2174,7

* Исключая подогрев в питательном насосе.

** Без подогрева в смесителе.

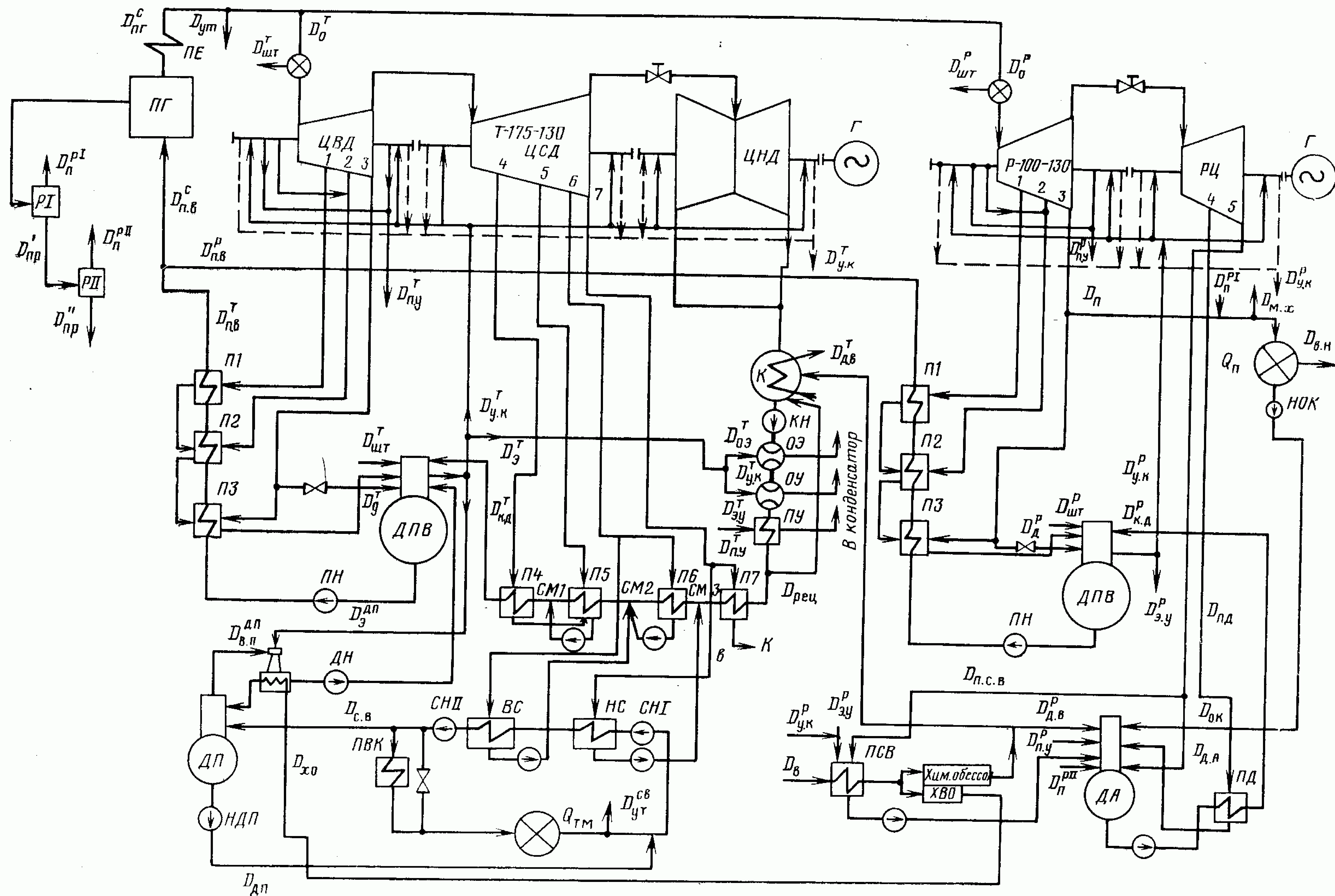


Рис. 14-4. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с турбоустановками Т-175-130 и Р-100-130 РЦ.

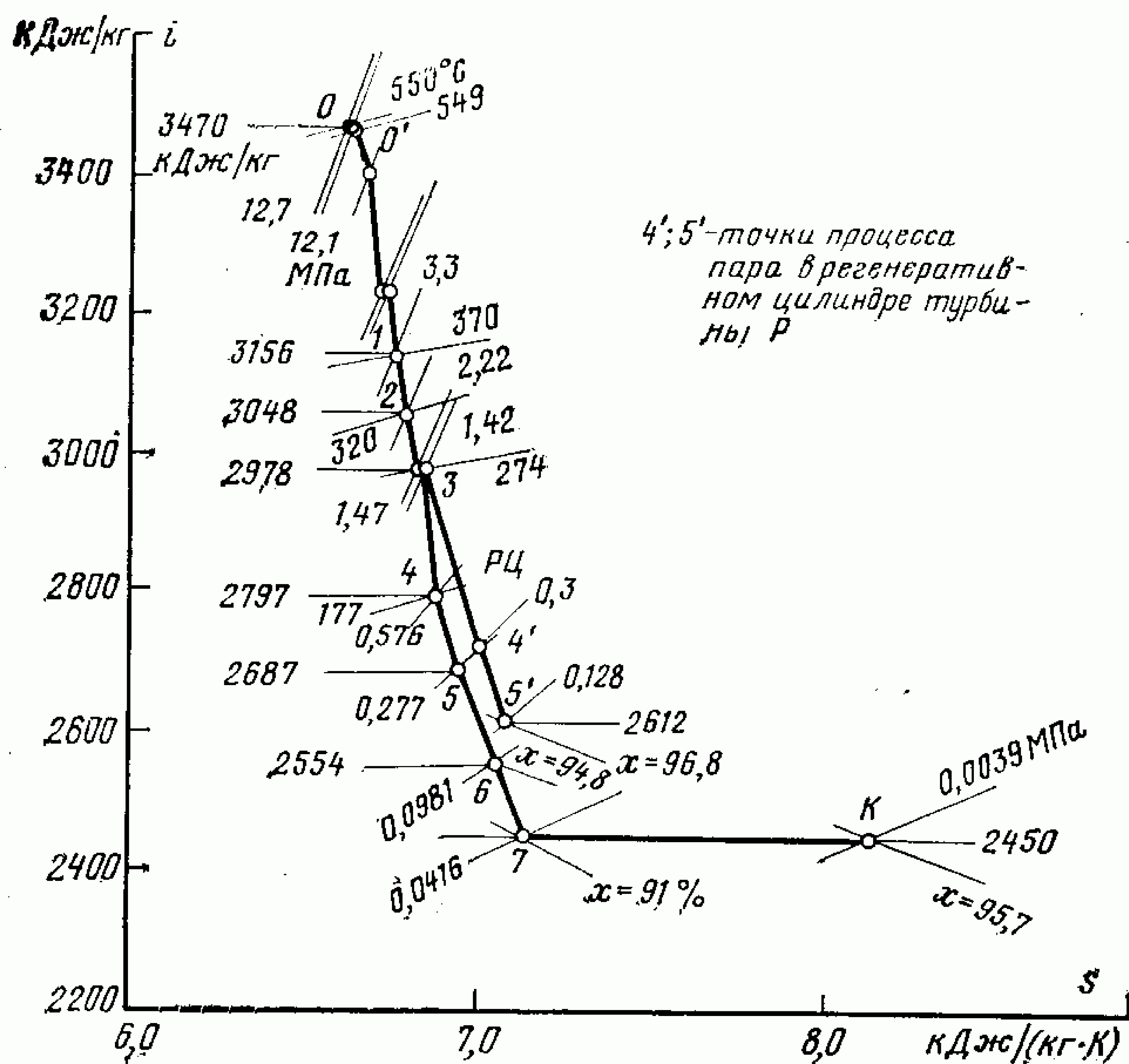


Рис. 14-5. Процесс работы пара в турбинах Т-175-130 и Р-100-130 РЦ.

4′ и 5′ — точки процесса работы пара в регенеративном цилиндре турбины типа Р.

ся устройства, регулирующие давление пара в производственном отборе и после регенеративного цилиндра.

Основными исходными данными расчета являются расходы свежего пара на турбины ($D^{т}_{0}=D^{р}_{0}=210$ кг/с) и пропуск пара в конденсатор турбины *Т* ($D_к=7,3$ кг/с). В конце расчета определяют возможные: отпуск технологического пара турбиной типа Р ($D_п$), отпуск тепла на отопление турбиной типа Т ($Q_{тм}$) и электрическую мощность турбоагрегатов ($W^{т}_{э}$ и $W^{р}_{э}$).

Параметры свежего пара за парогенераторами ТЭЦ и перед турбинами приняты соответственно $p_{пг}=13,7$ МПа, $t_{пг}=555$°С, $p_0=12,70$ МПа и $t_0=550$°С. Давление пара за ЦВД обеих турбин 1,47 МПа; конечное давление пара в турбине типа Т составляет $p_к=3,9$ кПа. Температура питательной воды принята 232°С. Расход пара на мазутное хозяйство составляет 2,5 кг/с, утечка пара и воды на ТЭЦ 1,5%, продувка парогенераторов 1,5%, потеря сетевой воды 1,0%. Возврат конденсата с производства промышленным потребителем принят в размере $\alpha_{о.к}=50$% при его температуре 70°С. Протечки через уплотнения обеих турбин: из ЦВД (направляются во второй отбор) 2,0 кг/с; в подогреватель уплотнений *ПУ* 0,7 кг/с; в охладитель уплотнений *ОУ* 0,4 кг/с. Расход пара из деаэраторов питательной воды на концевые уплотнения для каждой турбины составляет 0,7 кг/с.

При построении процессов работы пара в турбинах типа Т и Р в *i, s*-диаграмме (рис. 14-5) для турбины Т-175-130 приняты следующие значения внутренних относительных к. п. д. отсеков η_{oi} (табл. 14-8).

Для турбины Р-100-130РЦ η_{oi} отсеков приняты: для ЦВД такими же, как и для турбины Т-175-130, для регенеративного цилиндра — 80% в интервале давлений 1,42—0,3 МПа и 76% в интервале давлений 0,3—0,128 МПа.

Параметры пара и воды в турбоустановках типа Т и Р приведены в табл. 14-9, а в сетевой подогревательной установке — в табл. 14-10.

Таблица 14-10

Параметры	Нижняя ступень		Верхняя ступень	
	Обозначение величины	Значение	Обозначение величины	Значение
Сетевая вода				
Температура на входе, °С	$t_{о.с}$	52	$t_{н.с}$	73,6
Энтальпия на входе, кДж/кг	$i^{в}_{о.с}$	218,2	$t^{в}_{н.с}$	308,6
Температура на выходе, °С	$t_{н.с}$	73,6	$t_{в.с}$	94,7
Энтальпия на выходе, кДж/кг	$i^{в}_{н.с}$	308,6	$i^{в}_{в.с}$	397,1
Подогрев в ступени, кДж/кг	$\tau_{н.с}$	90,4	$\tau_{в.с}$	88,5
Недогрев в ступени, °С	$\theta_{н.с}$	1,3	$\theta_{в.с}$	1,0
То же, кДж/кг	$\vartheta_{н.с}$	4,9	$\vartheta_{в.с}$	4,0
Давление в ступени, МПа	$p^{в}_{н.с}$	0,6	$p^{в}_{в.с}$	0,5
Конденсат греющего пара				
Температура насыщения, °С	$t^{н}_{н.с}$	74,9	$t^{н}_{в.с}$	95,7
Энтальпия при насыщении, кДж/кг	$i'_{н.с}$	313,5	$i'_{в.с}$	401,1
Греющий пар				
Давление в сетевом подогревателе, МПа	$p'_{н.с}$	0,0384	$p'_{в.с}$	0,0869
Давление в отборе, МПа	$p_{н.с}$	0,0416	$p_{в.с}$	0,0981
Сухость пара,	x	0,91	x	0,948
Отдаваемое тепло, кДж/кг	$q_{н.с}$	2136,47	$q_{в.с}$	2152,87

Последовательность (алгоритм) и результаты расчета тепловой схемы приведены в табл. 14-11.

Из табл. 14-11 видно, что после расчета общих для ТЭЦ потоков пара и воды (пп. 1—6), следует определение показателей турбоустановки Т-175-130 совместно с узлом подпитки теплосети (пп. 7—36), а затем показателей турбоустановки Р-100-130 РЦ совместно с узлом подготовки добавочной воды (пп. 37—46). В заключение определяют энергетические показатели ТЭЦ (пп. 46—56).

№ п/п.	Определяемая величина	Обозначение	Элемент схемы или ее расчета	Вид расчетного уравнения[1]	Результаты расчета: Численные значения	Результаты расчета: Единица измерения
1	Суммарный расход перегретого пара	$D_{пг}^{с}$	Баланс пара и воды	М	426,3 (1535)	кг/с (т/ч)
2	То же питательной воды	$D_{п.в}^{с}$		М	432,6 (1558)	кг/с (т/ч)
3	Расход пара из расширителя I ступени	$D_{п}^{рI}$	Расширители непрерывной продувки I и II ступеней	Т + М	2,5	кг/с
4	Расход пара из расширителя II ступени	$D_{п}^{рII}$		Т + М	0,7	кг/с
5	Потеря продувочной воды из расширителей	$D''_{пр}$		Т + М	3,1	кг/с
6	Расход добавочной воды	$D_{д.в}$	—	М	$9,4+0,5\cdot D_{п}$	кг/с

Турбоустановка Т-175-130

№ п/п.	Определяемая величина	Обозначение	Элемент схемы или ее расчета	Вид расчетного уравнения[1]	Результаты расчета: Численные значения	Результаты расчета: Единица измерения
7	Расход сетевой воды	$G_{с.в}$	Сетевая подогревательная установка (принято $\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q_{т.м}}{Q_{от.м}} = 0,55$)	Т	$5,59\cdot 10^{-3}\cdot Q_{т.м}$	кг/с
8	Расход пара на нижнюю ступень сетевой установки	$D_{н.с}$		Т	$0,238\cdot 10^{-3}\cdot Q_{т.м}$	кг/с
9	То же на верхнюю ступень	$D_{в.с}$		Т	$0,231\cdot 10^{-3}\cdot Q_{т.м}$	кг/с
10	Параметры пара и воды сетевых подогревателей турбоустановки типа Т	—	(см. табл. 14-10)	—	—	—
11	Параметры пара и воды турбоустановок типов Т и Р	—	(см. табл. 14-9)	—	—	—
12	Расход пара на *ПВД1*	$D_{п1}$	*ПВД1*	Т	8,88	кг/с
13	Расход пара на *ПВД2*	$D_{п2}$	*ПВД2*	Т	6,46	кг/с
14	Расход пара на *ПВД3*	$D_{п3}$	*ПВД3*	Т	11,74	кг/с
15	Расход конденсата через *ПНД7*	$D_{к7}$	*ПНД7*	М	$13,6 + D_{п7}$	кг/с
16	Расход пара на *ПНД7*	$D_{п7}$		Т	0,5	кг/с
17	Кратность рециркуляции конденсата	m	Узел рециркуляции	М	3,46	кг/кг
18	Расход конденсата через *ПНД6*	$D_{к6}$	*ПНД6* и *СМ3*	М	$14,1+0,238\times 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
19	Расход пара на *ПНД6*	$D_{п6}$		Т	$0,57+0,008\times 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
20	Расход конденсата через *ПНД5*	$D_{к5}$	*ПНД4*, *ПНД5*, *СМ1* и *СМ2*	М	$14,67+0,477\times +10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
21	Расход конденсата в ДПВ	$D_{к.д}^{т}$		М	$16,19+0,525\times 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
22	Расход пара на *ПНД4*	$D_{п4}$		Т	$0,89+0,029\times 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с

№ п/п.	Определяемая величина	Обозначение	Элемент схемы или ее расчета	Вид расчетного уравнения[1]	Результаты расчета	
					Численные значения	Единица измерения
23	Расход пара на *ПНД5*	$D_{п5}$	*ПНД4, ПНД5, СМ1* и *СМ2*	Т	$0{,}63+0{,}019\times \times 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
24	Расход химически очищенной воды в ДП	$D_{х.о}$	Вакуумный деаэратор подпитки теплосети (ДП)	Т + М	$0{,}039\cdot 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
25	Расход греющей сетевой воды в ДП	$D_{с.в}$		Т + М	$0{,}017\cdot 10^{-3}\ Q_{т.м}$	кг/с
26	Расход пара на ДПВ	$D^{т}_{д}$	Деаэратор питательной воды (ДПВ)	Т + М	3,12	кг/с
27	Отпуск тепла на отопление турбоустановкой Т	$Q_{т.м}$		Т + М	324 799 (1169)	кВт (ГДж/ч)
28	Расход сетевой воды	$G_{с.в}$	Определение величин, выраженных через отпуск тепла на отопление $Q_{т.м}$	—	1815,6	кг/с
29	Расход пара на нижнюю ступень сетевой установки	$D_{н.с}$		—	75,44	кг/с
30	То же на верхнюю ступень	$D_{в.с}$		—	73,32	кг/с
31	Расход пара на *ПНД4*	$D_{п4}$		—	10,31	кг/с
32	Расход пара на *ПНД5*	$D_{п5}$		—	6,86	кг/с
33	Расход пара на *ПНД6*	$D_{п6}$		—	3,17	кг/с
34	Расход сетевой воды на ДП	$D_{с.в}$		—	5,61	кг/с
35	Расход химически очищенной воды в ДП	$D_{х.о}$		—	12,60	кг/с
36	Мощность на клеммах генератора Т	$W^{т}_{э}$	Энергетический баланс турбоустановки типа Т	Э	175 713	кВт
	Турбоустановка Р-100-130 РЦ					
37	Расход конденсата в ДПВ	$D^{р}_{к.д}$	Деаэратор питательной воды ДПВ (расходы пара на ПВД—см. расчет для турбины Т-175-130, пп. 12—14)	Т + М	185,62	кг/с
38	Расход греющего пара на ДПВ	$D^{р}_{д}$		Т + М	4,0	кг/с
39	Расход пара на ПСВ	$D_{п.с.в}$	Подогреватель сырой воды (ПСВ)	Т	$0{,}36+0{,}02\ D_{п}$	кг/с
40	Расход пара на ПД	$D_{п.д}$	Подогреватель добавочной воды (ПД)	Т	7,33	кг/с
41	Расход греющего пара на ДА	$D_{д.а}$	Атмосферный деаэратор добавочной воды (ДА)	Т + М	23,55	кг/с
42	Отпуск технологического пара с турбоустановки типа Р	$D_{п}$		Т + М	142,08 (512)	кг/с (т/ч)
43	Расход добавочной воды	$D_{д.в}$	Определение величин, выраженных через отпуск технологического пара $D_{п}$	—	81,42	кг/с
44	Расход пара на ПСВ	$D_{п.с.в}$		—	3,1	кг/с
45	Мощность на клеммах генератора Р	$W^{р}_{э}$	Энергетический баланс турбоустановки типа Р	Э	109 928	кВт

№ п/п.	Определяемая величина	Обозначение	Элемент схемы или ее расчета	Вид расчетного уравнения[1]	Результаты расчета	
					Численные значения	Единица измерения
46	Полный расход тепла на турбоустановки ТЭЦ	$Q_{ту}$	Энергетические показатели ТЭЦ	Т	1 035 972	кВт
47	Отопительная нагрузка ТЭЦ	$Q_{от.м}$		Т	326 431	кВт
48	Технологическая нагрузка ТЭЦ	$Q_{п}$		Т	401,785	кВт
49	Расход тепла турбоустановками ТЭЦ на производство электроэнергии	$Q^{э}_{ту}$		Т	304 761	кВт
50	К. п. д. турбоустановок по производству электроэнергии	$\eta^{э}_{ту}$		Э	0,9373	—
51	Тепловая нагрузка парогенераторов ТЭЦ	$Q_{пг}$		Т	1 053 686	кВт
52	К. п. д. транспорта тепла	$\eta_{тр}$		—	0,9832	—
53	К. п. д. ТЭЦ по производству электроэнергии	$\eta_{\omega c}$		—	0,8478	—
54	К. п. д. ТЭЦ по отпуску тепловой энергии	$\eta_{т.с}$		—	0,90	—
55	Удельный расход условного топлива ТЭЦ по производству электроэнергии	$b^{э}_{у}$		Э	145	г/(кВт·ч)
56	Удельный расход условного топлива ТЭЦ по отпуску тепловой энергии	$b^{т}_{у}$		Э	37,91	кг/ГДж

[1] Т, М, Э—балансы тепловой, материальный, энергетический.

ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ

ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

15-1. ВИДЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ И РЕЗЕРВА

Правильный выбор оборудования — важный этап в проектировании электростанции, способствующий надежному и экономичному энергоснабжению потребителей.

Поддержание должного уровня надежности производства электроэнергии достигается установкой кроме *работающего (рабочего)* оборудования, предназначаемого для производства энергии в соответствии с графиками нагрузки, дополнительного — *резервного* оборудования, заменяющего рабочее в случае его выхода из работы.

При выборе оборудования приходится учитывать и резервную мощность как для изолированной электростанции, работающей независимо от других электростанций на своих потребителей, в своем районе, так и для электростанций в энергосистеме, работающих параллельно с другими электростанциями. Рост энергетических нагрузок и соответственно *рабочей мощности* электростанций вызывает, как правило, увеличение потребной *резервной мощности*. Это не означает, что вводимое более новое и совершенное оборудование остается в резерве. Как правило, в резерв в первую очередь выводится ранее установленное, менее совершенное оборудование.

Наиболее ответственный режим работы электростанции — прохождение *максимума нагрузки,* обусловливаемого совпадением по времени и наложением промышленной нагрузки предприятий всех трех смен и осветительной

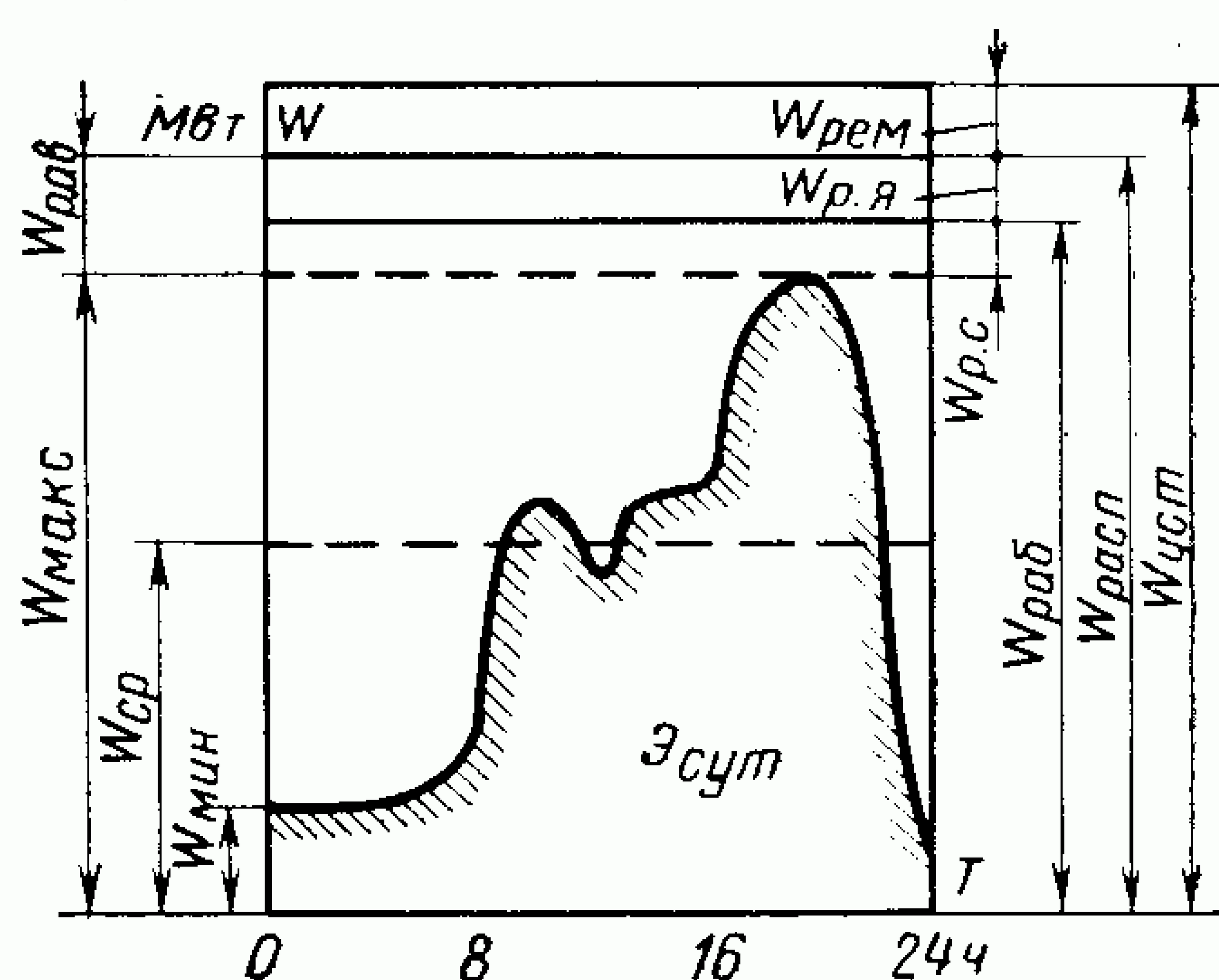


Рис. 15-1. Зимний суточный график электрической нагрузки и виды мощности и резерва.

нагрузки в наиболее короткие дни. В Советском Союзе максимум нагрузки приходится на конец декабря или январь (рис. 15-1).

Рабочая мощность электростанции или энергосистемы, кВт, должна обеспечивать покрытие максимума нагрузки $W_м$:

$$W_{раб} \geqslant W_м$$

или

$$W_{раб} = W_м + W_{р.с},$$

где $W_{р.с}$ — превышение мощности рабочих турбоагрегатов (энергоблоков) над максимумом нагрузки, составляющее так называемый *скрытый* или *вращающийся резерв*, определяемый тем, что агрегаты (энергоблоки) работают не с полной своей мощностью. Это наиболее удобный в оперативном отношении «мобильный» резерв, позволяющий без задержки покрыть дополнительный непредвиденный рост электрической нагрузки в интервале от планового максимума $W_м$ до рабочей мощности $W_{раб}$. Однако скрытого резерва большей частью недостаточно для компенсации мощности, выходящей из работы из-за аварии рабочих агрегатов.

На этот случай требуется дополнительная резервная мощность, так называемый *явный аварийный резерв* $W_{р.я}$. Сумма $W_{р.с} + W_{р.я} = W_{р.ав}$ образует *общий аварийный* резерв.

Общую мощность рабочих и резервных агрегатов (энергоблоков) называют *располагаемой мощностью:*

$$W_{расп} = W_{раб} + W_{р.я} = W_м + W_{р.с} + W_{р.я}$$

или

$$W_{расп} = W_м + W_{р.ав}.$$

Обычно в энергосистеме требуется еще один вид резерва — так называемый *ремонтный резерв* $W_{рем}$ для замены мощности агрегатов, выводимых в плановый ремонт. Ремонтный резерв и его необходимость зависят от числа и мощности агрегатов, выводимых ежегодно в плановый ремонт, от его продолжительности, а также от вида годового графика максимальных нагрузок (рис. 15-2).

Плановый ремонт выполняют обычно во время летнего спада (провала) электрической нагрузки. Число агрегатов (энергоблоков), которые можно отремонтировать во время летнего провала нагрузки, определяют графическим построением (см. рис. 15-2). Если не все подлежащие капитальному ремонту агрегаты (энергоблоки) возможно отремонтировать во время летнего провала нагрузки, то приходится устанавливать дополнительную *ремонтную резервную мощность* $W_{рем}$. Тогда *установленная мощность* электростанций

$$W_{уст} = W_{расп} + W_{рем} = W_{раб} + W_{р.я} + W_{рем} = W_м + W_{р.ав} + W_{рем} \qquad (15\text{-}1)$$

или

$$W_{уст} = W_м + W_{рез},$$

где $W_{рез} = W_{р.с} + W_{р.я} + W_{рем}$ — общая резервная мощность электростанций.

Плановый капитальный ремонт турбоагрегатов проводится один раз в два или даже три года; капитальный ремонт парогенераторов приходится выполнять обычно ежегодно. При этом, очевидно, приходится останавливать и турбоагрегат моноблока или же снижать мощность турбоагрегата дубль-блока. Во время ремонта основных агрегатов ремонтируют также их вспомогательное оборудование.

В энергосистемах с гидростанциями, не имеющими регулирования стока, период избыточного притока воды (весенние паводки) используют для проведения капитального ремонта оборудования тепловых электростанций.



Рис. 15-2. Годовой график максимальных электрических нагрузок и ремонтный резерв мощности.

15-2. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЯ ВЫБОРА ОСНОВНЫХ АГРЕГАТОВ (ЭНЕРГОБЛОКОВ) С УЧЕТОМ РЕЗЕРВА

Общая мощность электростанции определяется электрической нагрузкой, условиями водо- и топливоснабжения, размерами располагаемой площадки, санитарно-гигиеническими требованиями.

Принятую мощность электростанции можно получить, устанавливая на ней энергоблоки одинаковой или различной мощности. Многие современные электростанции в Советском Союзе имеют одинаковые энергоблоки 200 или 300 МВт, а ряд электростанций имеет различные агрегаты и энергоблоки, например 100, 150 и 300 МВт; 150 и 500 МВт; 300 и 800 МВт; на одной из электростанций после установки энергоблоков 300 МВт будут установлены энергоблоки 1200 МВт и т. д.

Новые, более крупные энергоблоки устанавливают в связи с быстрым ростом нагрузок в районе электростанции, хотя первоначальный проект мог этого и не предусматривать. В ряде случаев последовательная установка энергоблоков различной (возрастающей) мощности планируется уже в первоначальном проекте электростанции.

Допустим, что на электростанции устанавливают одинаковые энергоблоки (агрегаты). Заданную общую мощность электростанции можно получить, принимая для нее большее число относительно менее крупных энергоблоков или меньшее число относительно более крупных энергоблоков. Так, например, общую мощность электростанции 4800 МВт можно получить, установив на ней 24 энергоблока по 200 МВт, 16 по 300 МВт, 6 по 800 МВт или 4 по 1200 МВт; теоретически возможна установка двух энергоблоков по 2400 МВт и даже одного 4800 МВт.

Таким образом, возникает задача выбора числа и мощности энергоблоков (агрегатов) при общей данной мощности электростанции (или комплекса новых электростанций в данном районе).

Технический прогресс в энергетике связан органически с укрупнением агрегатов. Рост мощности основных агрегатов электростанций сопровождался первоначально повышением начальных параметров и к. п. д. энергоблоков и электростанций. В настоящее время начальные параметры пара наиболее крупных энергоблоков стабилизировались на уровне примерно 23,8 МПа, 540/540°C (одноступенчатый промежуточный перегрев пара). Наиболее крупные энергоблоки различной мощности также имеют примерно одинаковый к. п. д. Это объясняется тем, что к. п. д. проточной части турбоагрегатов с их укрупнением несколько возрастает, но одновременно могут увеличиться выходные потери из-за увеличения пропуска пара через выхлопные сечения цилиндров низкого давления. Коэффициент полезного действия парогенераторов энергоблоков практически не зависит от мощности.

Таким образом, на данном этапе развития тепловых электростанций укрупнение энергоблоков не приводит к ощутимому повышению их к. п. д. и экономии топлива. Однако удельные капиталовложения на единицу вводимой мощности, а следовательно, и удельные расчетные затраты с увеличением мощности агрегатов снижаются. Это обусловливается тем, что с укрупнением агрегата размеры и стоимость оболочки (корпуса) возрастают медленнее (на один порядок), чем рабочий объем и мощность агрегата. Так, если объем возрастает пропорционально кубу мощности, то размеры и стоимость корпуса увеличиваются пропорционально второй степени мощности. Другими словами, общая стоимость агрегата, включающая рабочие элементы и окружающий их корпус, возрастает медленнее, чем его мощность.

Кроме того, нужно иметь в виду следующее. Любой агрегат оснащается дополнительными устройствами, например контрольно-измерительными приборами, автоматическими регулирующими устройствами и т. п., стоимость которых также изменяется медленнее, чем мощность агрегата. Объем и стоимость здания также возрастают медленнее, чем мощность агрегата. Количество обслуживающего персонала с укрупнением агрегатов возрастает незначительно.

Все это приводит к тому, что удельные капиталовложения и расчетные затраты с укрупнением агрегатов, энергоблоков и электростанций уменьшаются. К этому нужно добавить снижение трудоемкости изготовления меньшего числа более крупных агрегатов и, следовательно, увеличение производственной мощности энергомашиностроительных заводов, упрощение проектирования, монтажа и эксплуатации меньшего числа более крупных энергоблоков.

Мощность турбоагрегатов КЭС блочной структуры принимают возможно большей, с учетом перспективного развития объединенной энергосистемы, в которую входит данная электростанция.

Для КЭС в изолированной энергосистеме мощность турбоагрегата определяется технико-экономическим расчетом с учетом аварийного резерва и развития энергосистемы.

Относительное удешевление оборудования и уменьшение затрат на него с его укрупне-

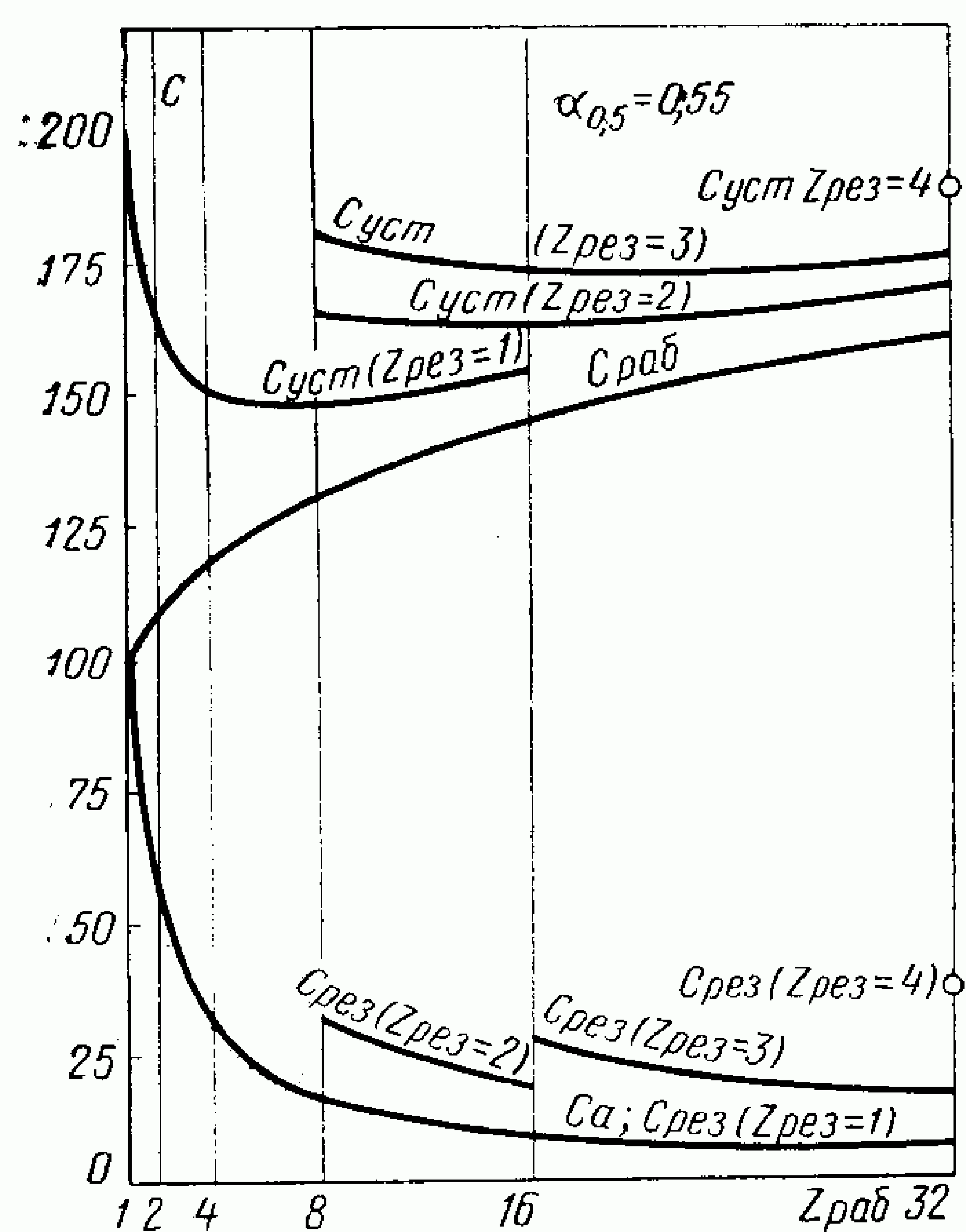


Рис. 15-3. Зависимость стоимости рабочих $C_{раб}$, резервных $C_{рез}$ и установленных $C_{уст}$ агрегатов (блоков) от числа $z_{раб}$ рабочих агрегатов (блоков) электростанции при различном числе резервных агрегатов (блоков).

нием можно наглядно иллюстрировать, сопоставив стоимости агрегатов, различающихся мощностью вдвое. При этом

$$C_{0,5}=\alpha_{0,5}C_1, \qquad (15\text{-}2)$$

где $C_{0,5}$ и C_1 — стоимости (капитальные или расчетные затраты) агрегатов соответственно половинной и полной мощности;

$$\alpha_{0,5}=\frac{C_{0,5}}{C_1}>0,5.$$

Соотношение $\alpha_{0,5}>0,5$ характеризует основное положение, а именно относительное удешевление агрегатов (энергоблоков) с их укрупенением; можно считать, что $\alpha_{0,5}\approx\approx 0,53\div 0,57$.

Если учитывать затраты лишь на рабочие агрегаты, то экономическая выгодность их укрупнения очевидна. Однако при любом числе рабочих агрегатов должны учитываться и затраты на резервные агрегаты. Мощность резервных агрегатов должна быть не меньше мощности наиболее крупного рабочего агрегата с тем, чтобы можно было заменить его при выходе из работы. В рассматриваемом случае мощность резервного агрегата равна мощности рабочего агрегата, т. е. все агрегаты (энергоблоки) одинаковы.

Таким образом, с укрупнением рабочих агрегатов их стоимость уменьшается, но стоимость резерва возрастает. Можно ожидать, что общая стоимость рабочих и резервных агрегатов, т. е. установленной мощности электростанций, составит минимум при некотором числе агрегатов. Это положение можно иллюстрировать следующим примером, характеризующим зависимость стоимости рабочих и резервных агрегатов от числа рабочих агрегатов. В этом примере принято $\alpha_{0,5}=0,55$, а число резервных агрегатов изменяющимся в пределах $z_{рез}=1\div 4$, при изменении числа рабочих агрегатов $z_{раб}=1\div 32$ (табл. 15-1).

В табл. 15-1 обозначают соответственно: $z_{раб}$, $z_{рез}$, $z_{уст}$ — число рабочих, резервных, установленных агрегатов; $C_а$, $C_{раб}$, $C_{рез}$, $C_{уст}$ — стоимость одного агрегата, рабочих, резервных, установленных агрегатов, %; $W_а$ — мощность агрегата, %.

Стоимость рабочих, резервных и установленных агрегатов в зависимости от числа рабочих и резервных агрегатов при $\alpha_{0,5}=0,55$ показана на рис. 15-3.

Как видно из табл. 15-1 и рис. 15-3, в данном случае экономически целесообразна установка примерно пяти—шести рабочих агрегатов (энергоблоков) при одном резервном. При двух или трех резервных энергоблоках число рабочих энергоблоков возрастает примерно пропорционально числу резервных, т. е. до

Таблица 15-1

Показатели	Число рабочих агрегатов $z_{раб}$								
	1	2	4	8		16		32	
$W_а$, %	100	50	25	12,5		6,25		3,125	
$C_а$, %	100	55	30,25	16,6		9,15		5,03	
$C_{раб}=z_{раб}C_а$, %	100	110	121,0	133,1		146,4		161,1	
$z_{рез}$	1	1	1	1	2	2	3	3	4
$C_{рез}=z_{рез}C_а$, %	100	55	30,25	16,6	33,3	18,3	27,5	15,1	20,1
$z_{уст}=z_{раб}+z_{рез}$	2	3	5	9	10	18	19	35	36
$C_{уст}=z_{уст}C_а=C_{раб}+C_{рез}$, %	200	165	151,3	149,7	166,4	164,7	173,9	176,1	181,2

11—12 при двух резервных и примерно до 17—18 при трех резервных энергоблоках. Эти случаи соответствуют комплексу электростанций в данном районе.

Применяют также степенную зависимость стоимости агрегата (энергоблока) $C_а$ от его мощности. Такую зависимость удобно представить в следующем виде:

$$C_а = \frac{C_1}{z^m_{раб}}, \qquad (15\text{-}3)$$

где C_1 — стоимость условного агрегата (энергоблока) полной мощности, равной мощности всех рабочих агрегатов; m — параметр стоимости, равный 0,80—0,90. Обозначая рабочие мощности агрегата и электростанции соответственно $W_а$ и $W_с = W_1$, получаем:

$$z_{раб} = \frac{W_1}{W_а} \quad \text{и} \quad C_а = C_1 \left(\frac{W_1}{W_а}\right)^{-m} =$$
$$= C_1 W_1^{-m} W_а^m = k W_а^m, \qquad (15\text{-}4)$$

где $k = C_1 W^m{}_1$ — постоянный коэффициент.

Стоимость установленной мощности электростанции (блочной ее части) с учетом формулы (15-3)

$$C_{уст} = z_{уст} C_а = (z_{раб} + z_{рез}) C_1 z_{раб}^{-m}$$

или

$$C_{уст} = C_1 (z_{раб}^{1-m} + z_{рез} z_{раб}^{-m});$$

переменная составляющая общей стоимости

$$F = z_{раб}^{1-m} + z_{рез} z_{раб}^{-m}.$$

Число резервных агрегатов (энергоблоков) изменяется ступенями, примерно так:

$z_{раб}$	0—(8÷10)	8—(16÷20)	16—(24÷30)	
$z_{рез}$	1	2	3	и т. д.

Таким образом, в каждом из интервалов изменения числа рабочих агрегатов $z_{раб}$ число резервных агрегатов $z_{рез}$ постоянное.

Оптимальное для каждого интервала число рабочих агрегатов получим, определяя минимум функции F:

$$\frac{\partial F}{\partial z_{раб}} = (1 - m) z_{раб}^{-m} - m z_{рез} z_{раб}^{-m} z_{раб}^{-1} = 0$$

или

$$(1 - m) - m z_{рез} z_{раб}^{-1} = 0,$$

откуда

$$z_{раб} = \frac{m}{1 - m} z_{рез}. \qquad (15\text{-}5)$$

Принимая, в частности, $m = 0{,}85$, получаем: $\frac{m}{1-m} \approx 5{,}7$ и, следовательно,

$z_{рез}$	1	2	3
$z_{раб}$	6	11—12	17—18

Таким образом, результат получается близкий к тому, который приведен в табл. 15-1 и на рис. 15-3.

Аналогично при $m = 0{,}90$ $\frac{m}{1-m} = 9{,}0$ и, следовательно

$z_{рез}$	1	2	3
$z_{раб}$	9	18	27

Оба вида зависимости стоимости агрегатов (энергоблоков) от мощности связаны между собой. Действительно, по формулам (15-2) и (15-3), если $z_{раб} = 2$,

$$C_{0,5} = \alpha_{0,5} C_1 = \frac{C_1}{2^m},$$

откуда

$$\alpha_{0,5} = 2^{-m}.$$

Таким образом, показатели $\alpha_{0,5}$ и m связаны между собой однозначно:

$m = 0{,}80$	0,85	0,90	0,95
$\alpha_{0,5} \approx 0{,}57$	0,55	0,535	0,515

Поэтому оба вида зависимости стоимости агрегата от мощности приводят к одинаковым результатам.

Подобная зависимость может быть принята и для эксплуатационных расходов и, следовательно, для расчетных затрат.

15-3. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ И ЭНЕРГОБЛОКОВ

Возможность аварии и вынужденного простоя в значительной степени определяется оборудованием. Причинами аварий могут быть: несоответствие материала предъявляемым требованиям (класс, марка и структура металла), дефекты конструкции и монтажа оборудования, условия эксплуатации (режимы нагрузки), ошибочные манипуляции персонала и др. Принято считать аварии случайным событием. Оценку и прогноз надежности оборудования основывают на статистических данных эксплуатации данного или аналогичного оборудования, на математической теории вероятностей.

Если установка состоит из n одинаковых агрегатов (энергоблоков), то *вероятность* готовности определенного числа их к работе или вынужденного простоя определяется матема-

тически членами разложения бинома Ньютона:

$$(p+q)^n = p^n + np^{n-1}q + \frac{n(n-1)}{1\cdot 2}p^{n-2}q^2 + \ldots$$
$$\ldots + \frac{n(n-1)\ldots(n-m+1)}{1\cdot 2\ldots m}p^{n-m}q^m + \ldots$$
$$\ldots + \frac{n(n-1)}{1\cdot 2}p^2q^{n-2} + npq^{n-1} + q^n, \qquad (15\text{-}6)$$

где p — готовность к работе; q — аварийность агрегата $p+q=1$.

Первый член p^n определяет вероятность (относительную продолжительность за данный период времени) одновременной работы всех n агрегатов; второй — вероятность одновременной работы $n-1$ агрегата при аварии одного; предпоследний — вероятность работы одного и аварии $n-1$ агрегатов; последний — одновременной аварии всех n агрегатов.

Общий член (номер $m+1$) с коэффициентом

$$\frac{n(n-1)\ldots(n-m+1)}{1\cdot 2\ldots m} = \frac{n!}{m!(n-m)!}$$

(где знак ! означает факториал) определяет вероятность работы $n-m$ при аварии m агрегатов.

Определим вероятные значения относительной выработки (уровень надежности) и аварийной недовыработки энергии для случая, когда все агрегаты рабочие и резерв отсутствует, суммарная мощность рабочих агрегатов совпадает с максимальной постоянной нагрузкой.

Вероятную выработку получим, если в каждом члене разложения бинома введем коэффициент $\frac{n-m}{n}$, где $n-m$ — число работающих, m — аварийных агрегатов; первому члену отвечает значение $m=0$, второму $m=1$; последнему $m=n$. Получим:

$$Э = p^n + (n-1)p^{n-1}q + \frac{(n-1)(n-2)}{1\cdot 2}p^{n-2}q^2 +$$
$$+ \ldots + \frac{(n-1)\ldots(n-m)}{1\cdot 2\ldots m}p^{n-m}q^m + \ldots$$
$$\ldots + (n-1)p^2q^{n-2} + pq^{n-1}$$

или

$$Э = p(p+q)^{n-1} = p,$$

так как $p+q=1$. Таким образом, коэффициент готовности определяет при отсутствии резерва численное значение возможной наибольшей доли выработки энергии.

Так как бином Ньютона полностью симметричен в отношении величин p и q, то аналогично вероятная недовыработка энергии при отсутствии резерва

$$\Delta Э = q;$$

эти выводы вытекают также логически из определения показателей p и q.

В наиболее простом для примера случае, когда $n=2$; $p=0,90$; $q=0,10$ получаем:

$$(p+q)^2 = 0,90^2 + 2\cdot 0,90\cdot 0,10 + 0,10^2 =$$
$$= 0,81 + 0,18 + 0,01 = 1;$$
$$Э = 0,90^2 + 0,90\cdot 0,10 = 0,90 = p;$$
$$\Delta Э = 0,90\cdot 0,10 + 0,01 = 0,10 = q.$$

Если имеются резервные агрегаты, в частности одинаковые с рабочими, то общая установленная мощность возрастает по сравнению с максимальной нагрузкой на величину $n_{рез}W_а$, где $W_а$ — мощность агрегата, $n_{рез}=z_{рез}$ — число резервных агрегатов. При этом число рабочих агрегатов $n_{раб}=n-n_{рез}$; общее число агрегатов

$$n = n_{раб} + n_{рез} = (n - n_{рез}) + n_{рез};$$

максимум нагрузки $W_м = (n-n_{рез})W_а$.

Для покрытия постоянной наибольшей нагрузки требуется работа $n-n_{рез}$ агрегатов. При этом выпадение $n_{рез}$ агрегатов не приводит к снижению нагрузки. Недовыработка возникает, начиная с выпадения рабочих агрегатов, т. е. при выпадении $n_{рез}+1$; $n_{рез}+2$ и т. д. агрегатов, т. е. при работе $n-n_{рез}-1$, $n-n_{рез}-2$ агрегатов и т. д.

Обозначим члены разложения бинома Ньютона через a_j; тогда

$$(p+q)^n = \sum_{m=0}^{m=n} a_m,$$

причем $a_0=p^n$; $a_1=np^{n-1}q; \ldots a_n=q^n$.

Тогда недовыработку энергии можно определить по формуле

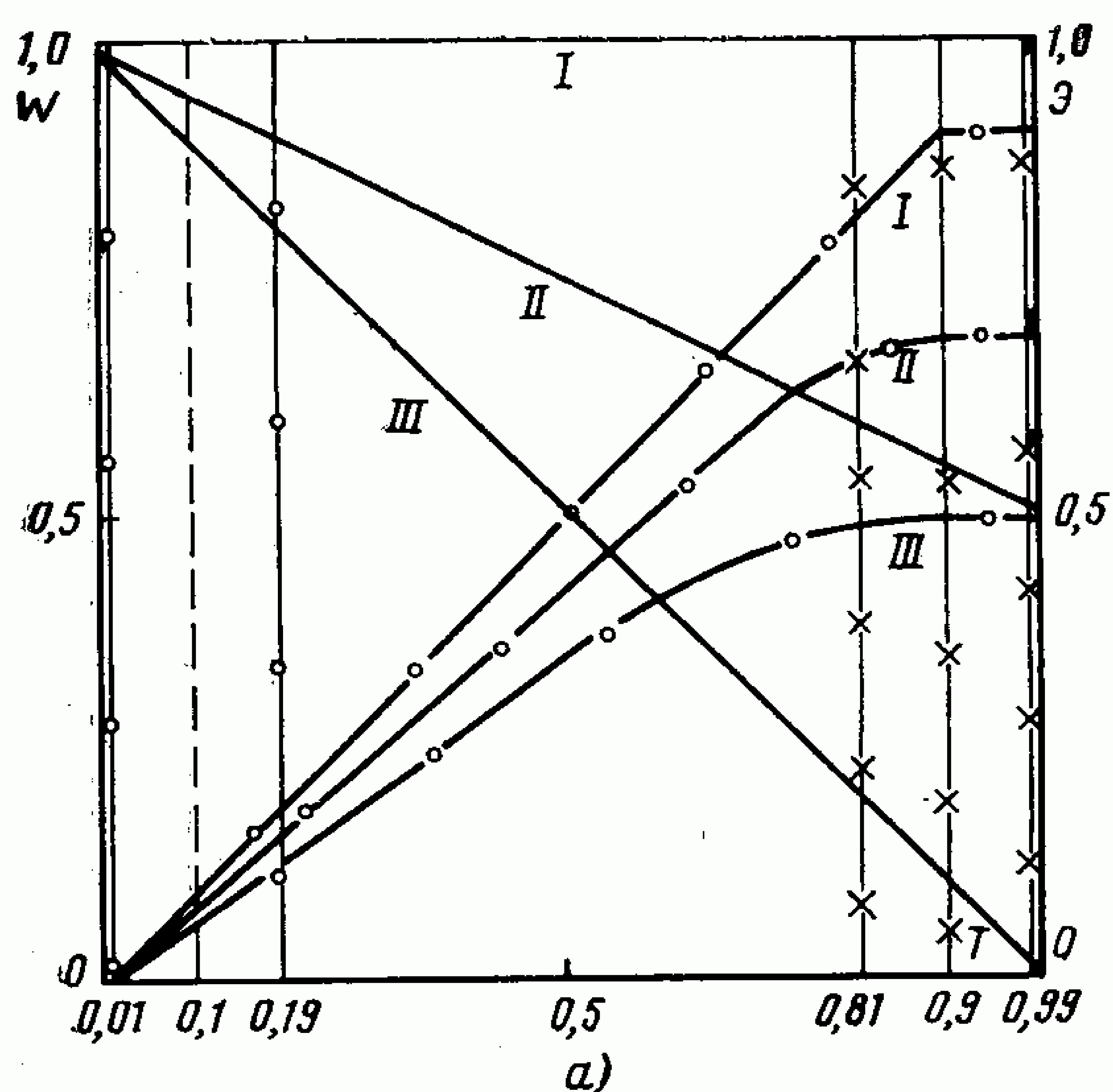
$$\Delta Э = \frac{1}{n-n_{рез}}[a_{n_{рез}+1} + 2a_{n_{рез}+2} +$$
$$+ \ldots + (n - n_{рез} - 1)a_{n-1} + (n - n_{рез})a_n].$$

В частном случае, когда $n_{рез}=1$, получим:

$$\Delta Э = \frac{1}{n-1}[a_2 + 2a_3 + \ldots + (n-2)a_{n-1} +$$
$$+ (n-1)a_n]$$

или

$$\Delta Э = \frac{1}{n-1}\left[\frac{n(n-1)}{1\cdot 2}p^{n-2}q^2 +\right.$$
$$\left. + 2\frac{n(n-1)(n-2)}{1\cdot 2\cdot 3}p^{n-3}q^3 + \ldots + (n-1)q^n\right].$$



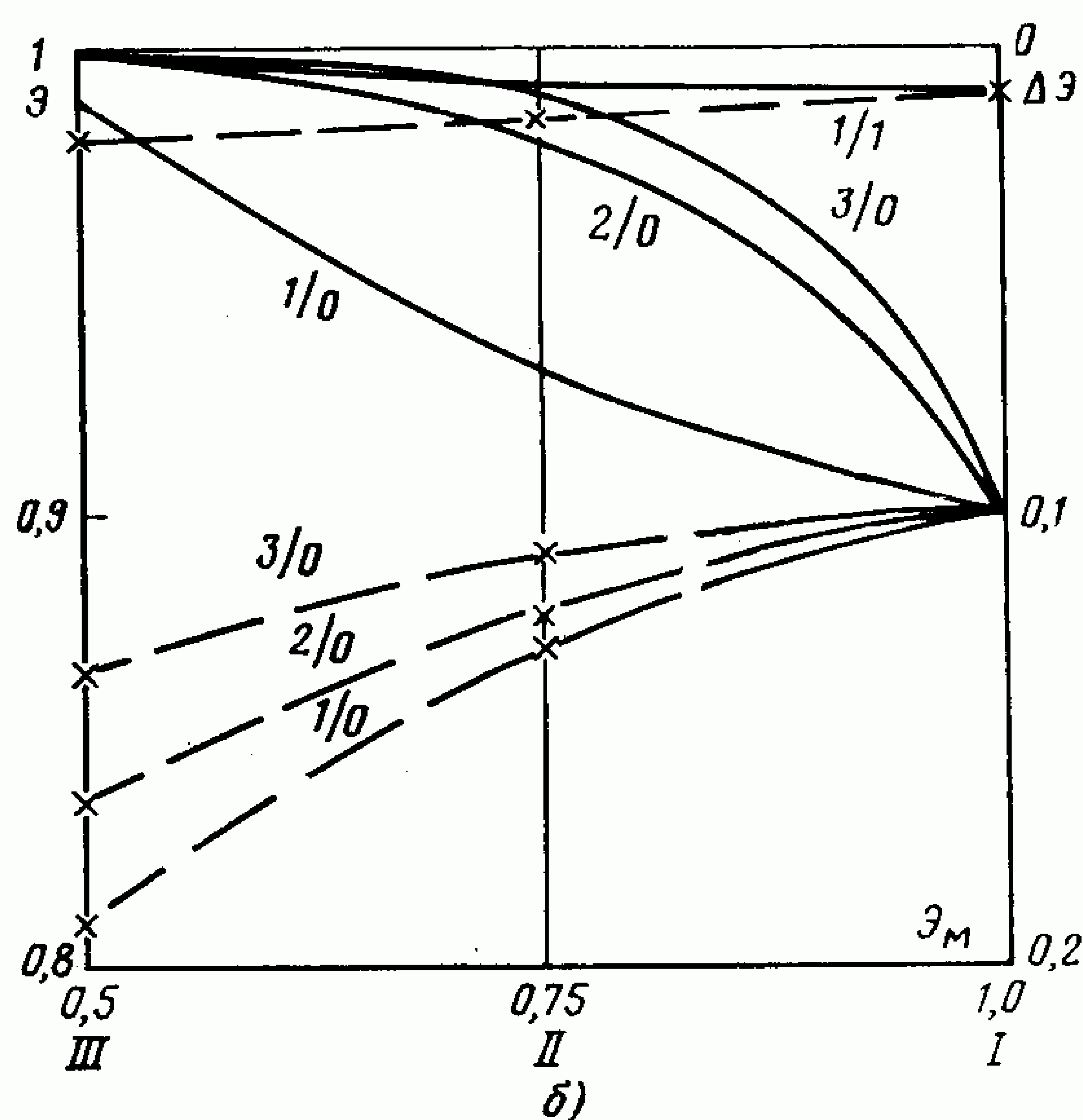


Рис. 15-4. Графики продолжительности нагрузок и недовыработки электроэнергии.

а — простейшие графики продолжительности нагрузок, (*I*, *II*, *III*) и соответствующие интегральные кривые выработки электроэнергии ($z_{раб}=1$, $z_{рез}=0$, $p=0{,}90$): ——— — графики продолжительности нагрузок; —— o —— — интегральные кривые выработки электроэнергии; *б* — зависимость выработки электроэнергии *Э* и недовыработки $\Delta Э$ от графика нагрузки (*I*, *II*, *III* — см. рис. 15-4,*а*) и числа рабочих (числитель) и резервных (знаменатель) агрегатов (энергоблоков): $p=0{,}90$, $q=0{,}10$: ——— — максимум нагрузки совпадает с готовностью агрегата (энергоблока); — — — — максимум нагрузки совпадает с неготовностью агрегата (энергоблока).

Для примера приведем простейшие случаи, когда $n_{рез}=1$; $p=0{,}90$; $q=0{,}10$.

Пусть $n=2$, $n_{раб}=1$; тогда

$$(p+q)^2=a_0+a_1+a_2=p^2+2pq+q^2=$$
$$=0{,}9^2+2\cdot 0{,}9\cdot 0{,}1+0{,}1^2$$

и

$$\Delta Э=a_2=q^2=0{,}1^2=0{,}01.$$

Соответственно вероятная выработка (уровень надежности)

$$Э=1-\Delta Э=1-0{,}01=0{,}99.$$

Пусть $n=3$; $n_{раб}=2$; тогда (рис. 15-4,*а*)

$$(p+q)^3=a_0+a_1+a_2+a_3=p^3+3p^2q+$$
$$+3pq^2+q^3=0{,}9^3+3\cdot 0{,}9^2\cdot 0{,}1+3\cdot 0{,}9\cdot 0{,}1^2+$$
$$+0{,}1^3=0{,}729+0{,}243+0{,}027+0{,}001=1{,}0;$$

$$\Delta Э=\frac{1}{n-1}(a_2+2a_3)=$$
$$=\frac{1}{3-1}(0{,}027+2\cdot 0{,}001)=0{,}0145;$$

вероятная выработка энергии (уровень надежности)

$$Э=1-\Delta Э=1-0{,}0145=0{,}9855.$$

Наличие резерва означает потенциальную возможность дополнительной выработки энергии $\delta Э$ сверх планируемой.

Относительная величина дополнительной выработки составляет:

$$\delta Э=\sum_{m=0}^{m=n_{рез}-1}\frac{n_{рез}-m}{n_{раб}}a_m.$$

При одном резервном агрегате и $n-1$ рабочих агрегатах

$$\delta Э=\frac{1}{n-1}p^n;$$

так, при $p=0{,}90$ и $n=2$ получим $\delta Э=$ $=\frac{1}{2-1}0{,}90^2=0{,}81$; при $n=3$ соответственно $\delta Э=\frac{1}{3-1}\cdot 0{,}90^3=\frac{0{,}729}{2}=0{,}3645.$

Определенные выше величины недовыработки энергии — наибольшие возможные при заданных условиях, так как исходят из постоянства максимальной нагрузки. Пользуясь приведенной методикой, можно определить вероятную недовыработку энергии при любых графиках нагрузки (рис. 15-4,*б*); обычно при этом используют графики годовой продолжительности нагрузок. Соответствующий графоаналитический метод определения недовыработки энергии и необходимого резерва для обеспечения заданного уровня надежности (величины *Э*) показан на рис. 15-5.

Если установка включает агрегаты (блоки) двух разных типов общим количеством n_1 и n_2 с коэффициентами p_1, q_1 и p_2, q_2 соответствен-

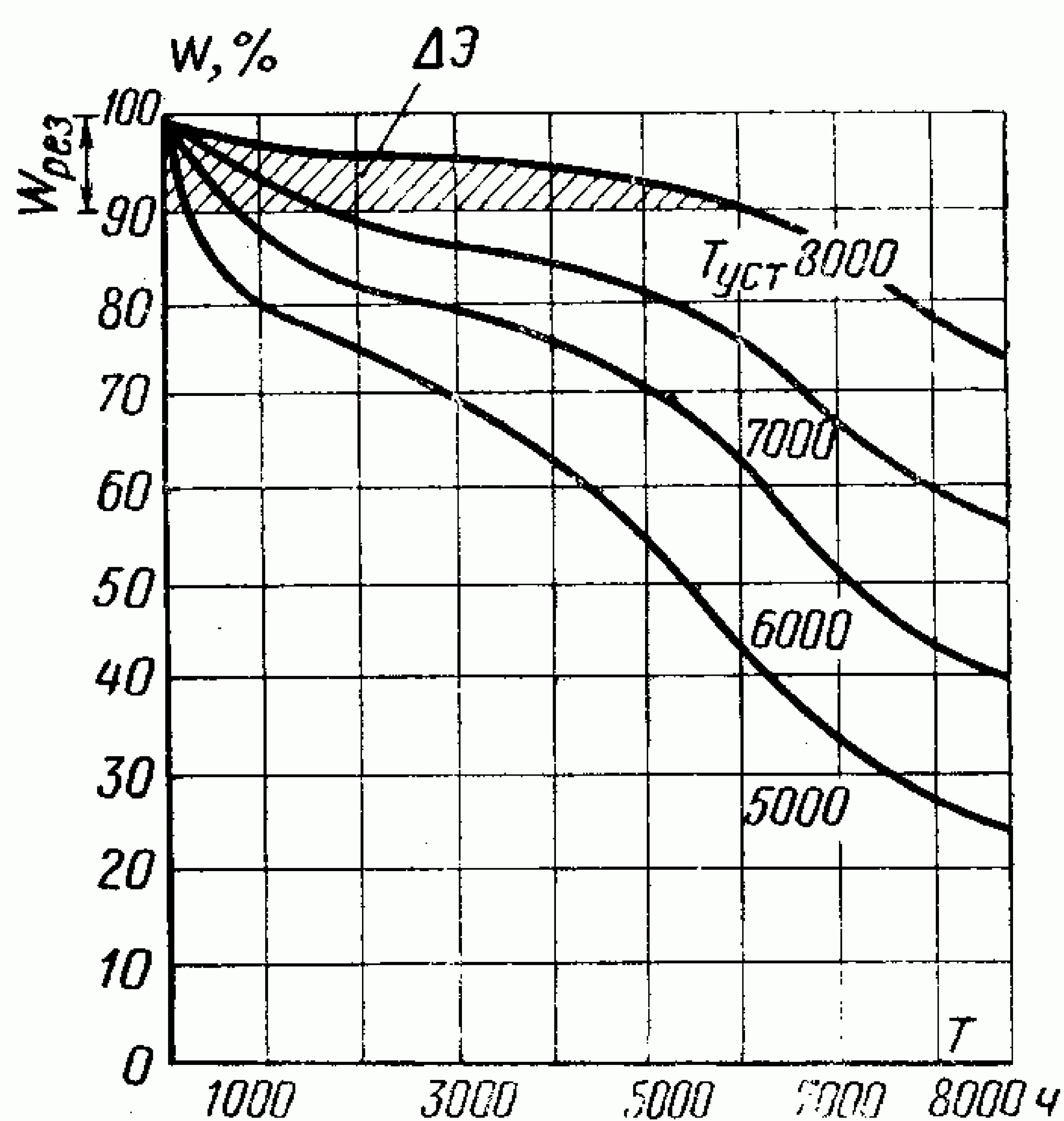


Рис. 15-5. Определение резервной мощности с учетом годового графика продолжительности нагрузок.

но, то вероятность одновременной работы $n_1 - m_1$ агрегатов первого типа и $n_2 - m_2$ второго типа определяется выражением

$$\frac{n_1!}{m_1!\,(n_1-m_1)!}\,p_1^{n_1-m_1}q_1^{m_1}\,\frac{n_2!}{m_2!\,(n_2-m_2)!}\,p_2^{n_2-m_2}q_2^{m_2}.$$

Вероятность рабочего или нерабочего состояния энергоблока (моноблока) определяется произведением двух сумм, где индексы «т» и «пг» относятся соответственно к турбоагрегату и парогенератору:

$$(p_т+q_т)\,(p_{пг}+q_{пг})=p_тp_{пг}+p_тq_{пг}+q_тp_{пг}+q_тq_{пг}.$$

Слагаемые правой части этого равенства характеризуют:

$p_тp_{пг}$ — вероятность (относительную продолжительность) работы энергоблока; $p_тq_{пг}$ — вероятность выпадения энергоблока из-за парогенератора; $q_тp_{пг}$ — то же из-за выпадения турбоагрегата; $q_тq_{пг}$ — то же из-за выпадения турбоагрегата и парогенератора одновременно.

Если $p_т \approx p_{пг}=p$ и $q_т \approx q_{пг}=q$, то $(p_т+q_т)\,(p_{пг}+q_{пг})=(p+q)^2=p^2+2pq+q^2$.

В первом приближении, для грубой оценки, можно принимать при одинаковых агрегатах (энергоблоках) мощностью $W_а$, что $W_{рез}p=W_{раб}q$ или $z_{рез}W_аp=z_{раб}W_аq$, откуда

$$\frac{z_{раб}}{z_{рез}}=\frac{p}{q};\quad \frac{z_{раб}+z_{рез}}{z_{рез}}=\frac{p+q}{q}=\frac{1}{q}.$$

Отсюда технически минимальный коэффициент резерва (доля резервной мощности) по соображениям надежности

$$\zeta_{рез}=\frac{z_{рез}}{z_{уст}}=\frac{z_{рез}}{z_{раб}+z_{рез}}=q.$$

В качестве критерия надежности энергоснабжения и выбора резервной мощности в энергосистеме устанавливают вероятную относительную выработку электроэнергии (или ее недоотпуск — дефицит). Так, если считать допустимым выпадение энергосистемы (условно) в течение одних суток за 10 лет, то дефицит энергии составит $\frac{1}{3652}\approx 0{,}00028 \approx 0{,}0003$, а требуемый уровень надежности равен $1-0{,}0003=0{,}9997$.

Экономический резерв в энергосистеме зависит от числа агрегатов в системе n, их мощности $W_а$, аварийности q, максимума нагрузки $W_м$, графика нагрузки (распределения вероятностей снижения нагрузки по отношению к максимуму), годовых приведенных затрат по резерву $З_{рез}$, руб/год, удельного ущерба $s_у$, руб/(кВт·ч), от недоотпуска электроэнергии $\Delta Э$, кВт·ч/год. При этом затраты на резервную мощность должны быть не выше ущерба от недоотпуска энергии, т. е. $З_{рез} \leqslant s_у\Delta Э$, руб/год.

Для использования этого соотношения необходима правильная оценка удельного ущерба от недоотпуска энергии $s_у$.

В Энергосетьпроекте разработан упрощенный метод определения экономического резерва в энергосистеме, по которому общий резерв

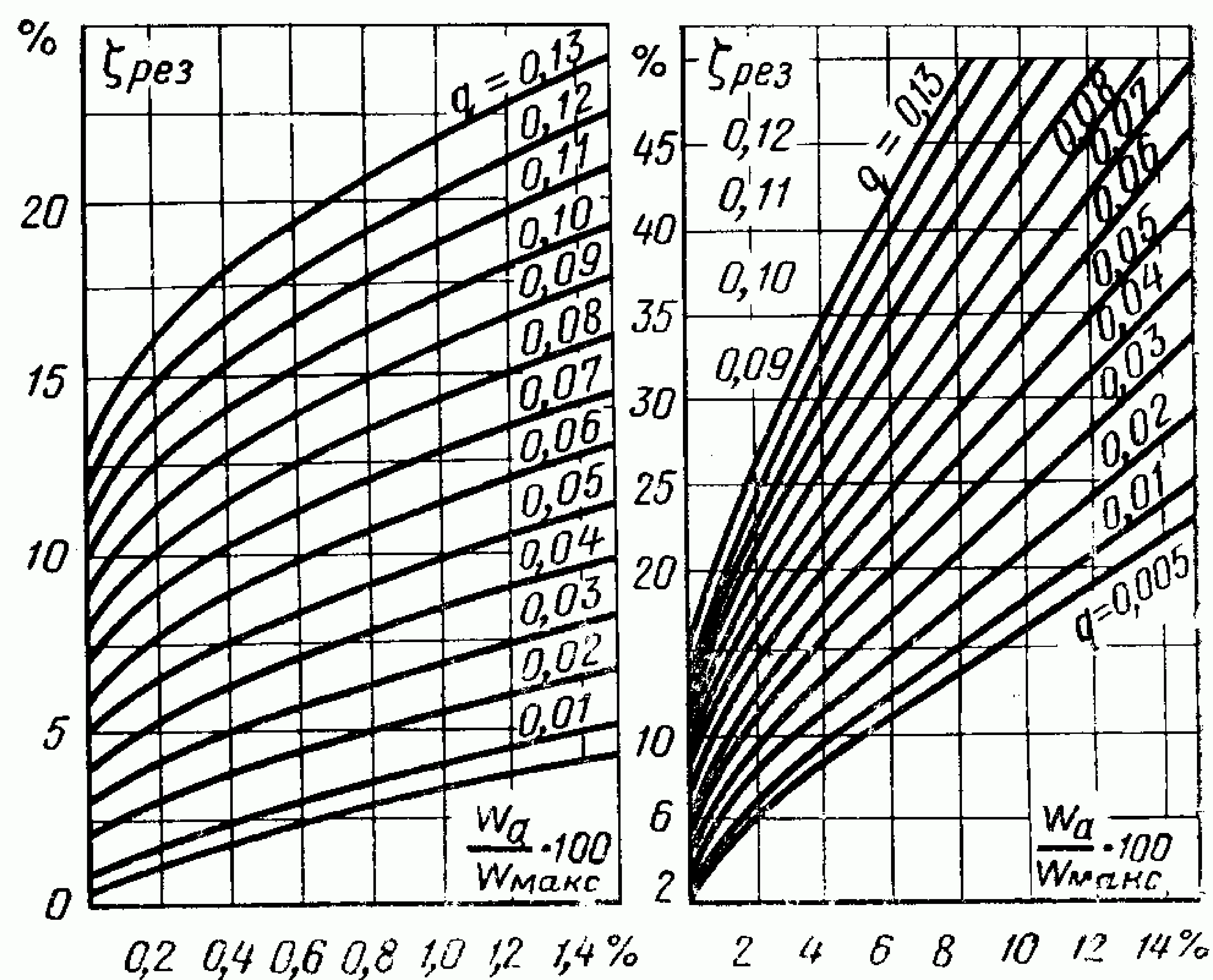


Рис. 15-6. Экономическая величина удельного резерва мощности в энергосистемах (по методике Энергосетьпроекта).

$\Sigma W_{рез}$ принимается равным сумме резервных мощностей для агрегатов (энергоблоков) различной мощности $W_а$, т. е.

$$\Sigma W_{рез} = \sum_{j=1}^{j=k} \zeta^j_{рез} n^j_{уст} W_{aj},$$

где $n^j_{уст}$ — общее число агрегатов мощностью W_{aj}; $\zeta^j_{рез}$ — доля резерва для агрегатов мощностью W_{aj}; k — общее число типов агрегатов.

Для однотипных агрегатов (энергоблоков)

$$\Sigma W_{рез} = \zeta_{рез} n W_а = \zeta_{рез} W_{уст}.$$

В расчетах принят унифицированный график пиковых мощностей (в пределах 10—15% максимума) для энергосистем Советского Союза, а относительная мощность агрегата (энергоблока) выражается в долях (процентах) максимума нагрузки $w_а = \frac{W_а}{W_м} 100$, %.

Экономический уровень надежности принимается в пределах 0,99—0,9999, как наиболее вероятный принимается уровень 0,999. Результаты расчетов в виде универсальных характеристик $\zeta_{рез}$ для различных $W_а$ и q показаны на рис. 15-6.

Таблица 15-2

Вариант	$w_а$, МВт	$z_{раб}$	$z_{рез}$	q	$w_а$, %	$\zeta_{рез}$, % ТЭП	$\zeta_{рез}$, % ЭСП
I	300	53	5	0,03	1,9	8,6	9,5
II	500	32	4	0,04	3,1	11,1	14,0
III	800	20	4	0,05	5,0	16,7	20,0

Для комплекса электростанций общей мощностью W=16 млн. кВт на экибастузских углях Теплоэлектропроектом определена (при уровне надежности, равном или несколько большем 0,99) резервная мощность в зависимости от мощности и числа энергоблоков этого комплекса (табл. 15-2).

В последнем столбце приведены резервы по универсальным характеристикам. Энергосетьпроекта (ЭСП), отличающиеся от результатов расчета Теплоэлектропроекта (ТЭП), что объясняется, в частности, различным требуемым уровнем надежности (0,990 и 0,999).

15-4. ВЫБОР ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ТЭС БЛОЧНОЙ СТРУКТУРЫ И ОСНОВНЫХ АГРЕГАТОВ ТЭЦ

На крупных паротурбинных электростанциях с промежуточным перегревом пара устанавливают, как правило, моноблоки.

На электростанциях СССР ранее устанавливали дубль-блоки, однако опыт эксплуатации не выявил их преимуществ по сравнению с моноблоками.

На моноблоках применяют однокорпусные парогенераторы. В настоящее время такие парогенераторы устанавливают на энергоблоках Советского Союза вплоть до мощности 1200 МВт на газомазутном топливе (рис. 15-7,*а*). За рубежом также применяют, как правило, моноблоки с однокорпусными парогенераторами, за единичными исключениями (например, на ТЭЦ).

Некоторые моноблоки в СССР выполнены с двухкорпусными разнотипными («несимметричными») парогенераторами. Промежуточный перегреватель пара размещается в одном из корпусов парогенератора, что позволяет регулировать его температуру распределением нагрузки между корпусами (изменением подачи топлива в каждый из корпусов). Такое решение не получило распространения и в настоящее время не применяется (рис. 15-7,*б*).

При укрупнении мощностей энергоблоки 800 МВт и более на твердом топливе, возможно, придется выполнять с двухкорпусными парогенераторами, т. е. в виде дубль-блоков (рис. 15-7,*в*).

Паропроизводительность парогенераторов энергоблока выбирают по максимальному расходу пара на турбинную установку с запасом 3%, учитывая гарантийный допуск, возможное ухудшение вакуума, снижение параметров пара в допустимых пределах, потери пара на пути от парогенератора к турбине.

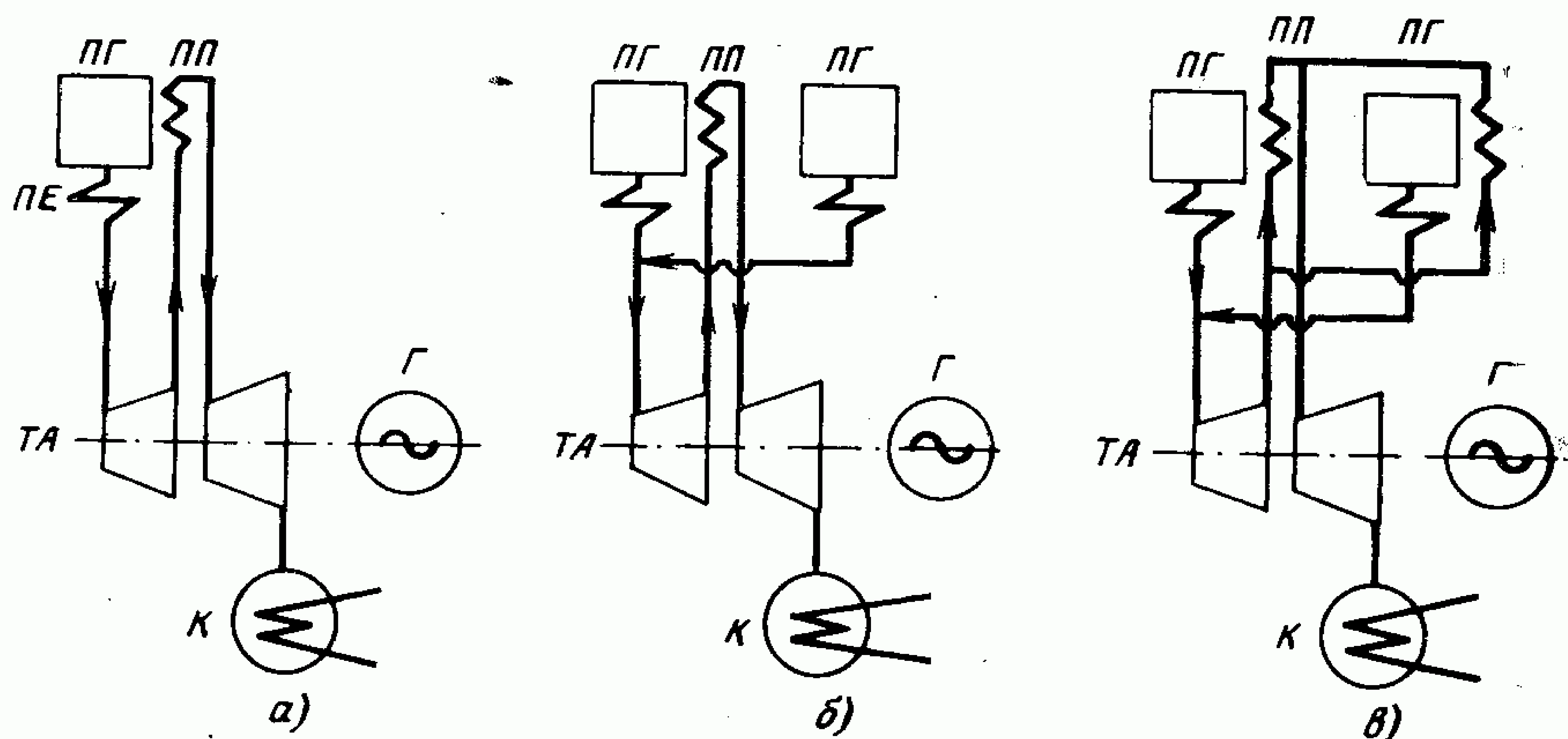


Рис. 15-7. Принципиальные схемы энергоблоков.
а — моноблок с однокорпусным парогенератором; *б* — моноблок с двухкорпусным парогенератором; *в* — дубль-блок.

Установка резервных или ремонтных парогенераторов на КЭС в энергосистемах не предусматривается.

Параметры пара у парогенераторов выбирают с учетом потерь давления и температуры при транспорте его, при начальных параметрах пара перед турбиной 12,7 МПа, 560°С или 23,5 МПа, 540°С, у парогенераторов они равны соответственно 13,7 МПа, 565°С и 25 МПа, 545°С.

Тип теплофикационных турбин выбирают, исходя из энергетических нагрузок, вида, параметров и режимов теплового потребления.

На ТЭЦ с отопительной нагрузкой в городах без промышленных потребителей устанавливают турбины типа Т с отопительными отборами. На ТЭЦ промышленных предприятий применяют турбины типа ПТ с двумя теплофикационными отборами — промышленным и отопительным; для покрытия постоянной тепловой нагрузки возможно применение турбин типа Р с противодавлением. Отопительный отбор турбин ПТ используют для местных систем отопления, а также для внутренних нужд ТЭЦ — подогрева добавочной воды, обратного конденсата от тепловых потребителей и др. В районах с развитым промышленным и тепловым потреблением сооружают ТЭЦ смешанного типа с турбинами типов ПТ, Р и Т (рис. 15-8).

Число турбин каждого типа зависит от размеров и параметров теплового потребления. Набор таких турбин определяют предварительно по оценочным приближенным расчетам и уточняют в результате детальных расчетов тепловой схемы.

Мощность турбоагрегатов ТЭЦ в энергосистемах принимают возможно более крупной,

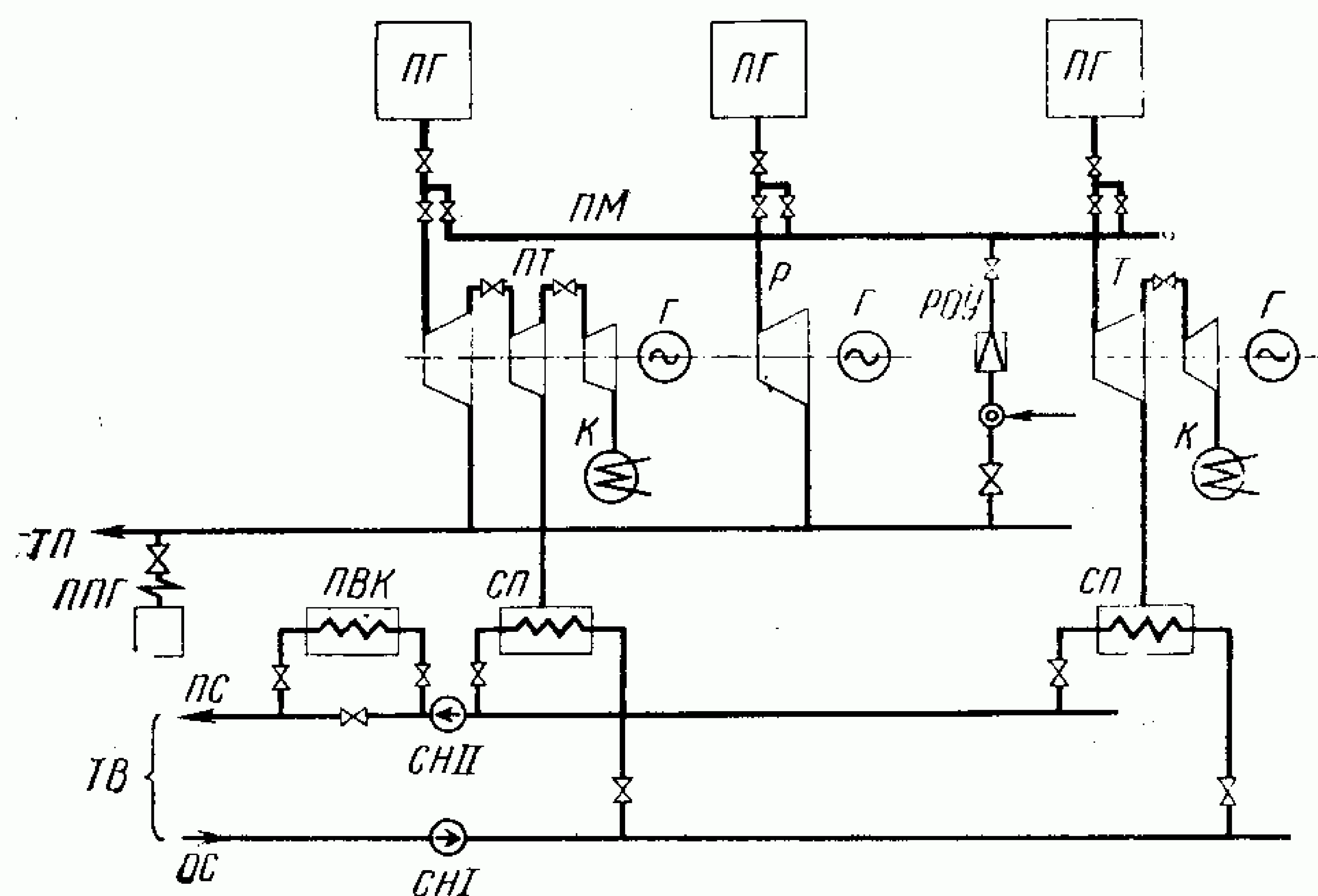


Рис. 15-8. Принципиальная схема теплоэлектроцентрали с турбинами типов ПТ, Р и Т.

ПМ — переключательная магистраль; *РОУ* — редукционно-охладительная установка; *ППГ* — пиковый парогенератор; *ТП* — к паровому потребителю; *ТВ* — тепло с горячей водой; *ПС* и *ОС* — подающая и обратная магистрали тепловой сети; остальные обозначения прежние.

с учетом перспективы развития тепловых нагрузок района и потребления электроэнергии.

Турбины с противодавлением предназначаются для покрытия базовой части производственной нагрузки и применяются вместе с турбоагрегатами с регулируемыми отборами и конденсацией, устанавливаемыми на данной ТЭЦ в первую очередь.

Турбоагрегаты изолированной ТЭЦ выбирают так, чтобы при выходе из строя наиболее крупного из них было обеспечено покрытие электрических и тепловых нагрузок с учетом допускаемого потребителями регулирования.

ТЭЦ в энергосистеме не должна, как правило, иметь электрический резерв, его целесообразно устанавливать на конденсационных электростанциях с лучшими условиями водоснабжения и др.

При выходе из работы энергоблока ТЭЦ или парогенератора ТЭЦ неблочной структуры остальные энергоблоки и агрегаты вместе с пиковыми котлами должны обеспечить максимально длительный отпуск пара на производство и средний за наиболее холодный месяц отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Снижение электрической мощности ТЭЦ неблочной структуры допускается при этом на мощность наиболее крупного турбоагрегата. При необходимости круглогодичного ремонта парогенераторов ТЭЦ неблочной структуры в качестве ремонтного резерва рекомендуются пиковые котлы.

Парогенераторы с естественной циркуляцией (барабанного типа) применяют, в частности, на ТЭЦ с докритическими параметрами пара, а также на КЭС, использующих для охлаждения конденсаторов морскую воду.

ТЭЦ блочной структуры на газомазутном топливе с промежуточным перегревом пара и турбоагрегатами Т-250-240 выполняли первоначально с дубль-блоками, в дальнейшем — с моноблоками. ТЭЦ с начальным давлением пара 12,7 МПа без промежуточного перегрева пара выполняют в СССР преимущественно неблочной структуры.

Если относительная величина допустимого снижения нагрузки парогенераторов при выпадении одного из них на ТЭЦ неблочной структуры составляет

$$\alpha = \frac{D_{\text{доп}}}{D_{\text{м}}},$$

где $D_{\text{доп}}$ — допустимая сниженная, а $D_{\text{м}}$ — максимальная нагрузка парогенераторов, то соответствующее число z рабочих парогенераторов паропроизводительностью $D_{\text{пг}}$ определится из соотношений

$$zD_{\text{пг}} = D_{\text{м}};$$

$$(z-1)D_{\text{пг}} = D_{\text{доп}};$$

отсюда

$$\frac{z-1}{z}=\frac{D_{\text{доп}}}{D_{\text{м}}}=\alpha$$

и

$$z=\frac{1}{1-\alpha};$$

значениям α=0,8 или 0,9 соответствуют числа парогенераторов $z=\frac{1}{1-0,8}=5$ или $z=\frac{1}{1-0,9}=10$. Очевидно, величина $1-\alpha=\alpha_{\text{пг}}$, т. е. равна производительности одного парогенератора, отнесенной к максимальной паровой нагрузке установки, принятой за единицу:

$$z=\frac{1}{1-\alpha}=\frac{1}{\alpha_{\text{пг}}}.$$

Таким образом, допустимое снижение паровой нагрузки до 0,8 или 0,9 максимальной означает, что относительная производительность одного парогенератора составляет соответственно 0,2 или 0,1 полной нагрузки, т. е. их число равно соответственно 5 или 10, как это определено выше.

Отпуск пара внешним потребителям можно резервировать установкой соответствующих парогенераторов низкого давления, а отпуск тепла для отопления — установкой пиковых водогрейных котлов (см. рис. 15-8).

На ТЭЦ неблочного типа применяют преимущественно секционные схемы, при которых каждая турбина снабжается паром из одного или двух парогенераторов. Установка одного парогенератора в секции экономичнее, однако может потребовать для обеспечения надежного теплоснабжения применения резервных парогенераторов низкого давления или водогрейных котлов.

Целесообразна установка на данной ТЭЦ одинаковых парогенераторов. Отсюда следует, что на ТЭЦ с секционной или блочной схемой расход пара на различные теплофикационные турбоагрегаты должен быть одинаковый. Таким образом, теплофикационные турбоагрегаты данных параметров пара нужно унифицировать по расходу пара на них. Такой принцип унификации теплофикационных турбоагрегатов применяется для ТЭЦ Советского Союза. Так, новейшие теплофикационные турбоагрегаты с начальным давлением пара 12,7 МПа типов Р-100, ПТ-135 и Т-175 рассчитаны на пропуск пара около 760 т/ч и могут обслуживаться двумя парогенераторами по 420 т/ч или одним 800 т/ч.

Электрическая мощность таких унифицированных по расходу свежего пара турбоагрегатов может отклоняться от шкалы мощностей электрических генераторов, принятой для конденсационных турбин (150/160—200/210—300 и т. д.), однако изменение мощности современного электрогенератора не вызывает серьезных трудностей и часто достигается изменением системы его охлаждения и сечения токоведущих элементов.

Редукционно-охладительные установки (РОУ) на ТЭЦ применяют для резервирования отпуска производственного пара одной турбиной данного типа. РОУ для резервирования отопительных отборов турбины не устанавливают.

Московским энергетическим институтом, Промэнергопроектом и Киевским политехническим институтом проведено технико-экономическое исследование выбора вариантов оборудования промышленно-отопительной ТЭЦ с общей тепловой нагрузкой 1200—11 400 ГДж/ч и долей тепловой нагрузки с паром $\varepsilon=0\div0,8$. Основное количество тепла отпускается с использованием пара давлением 0,05—0,25 и

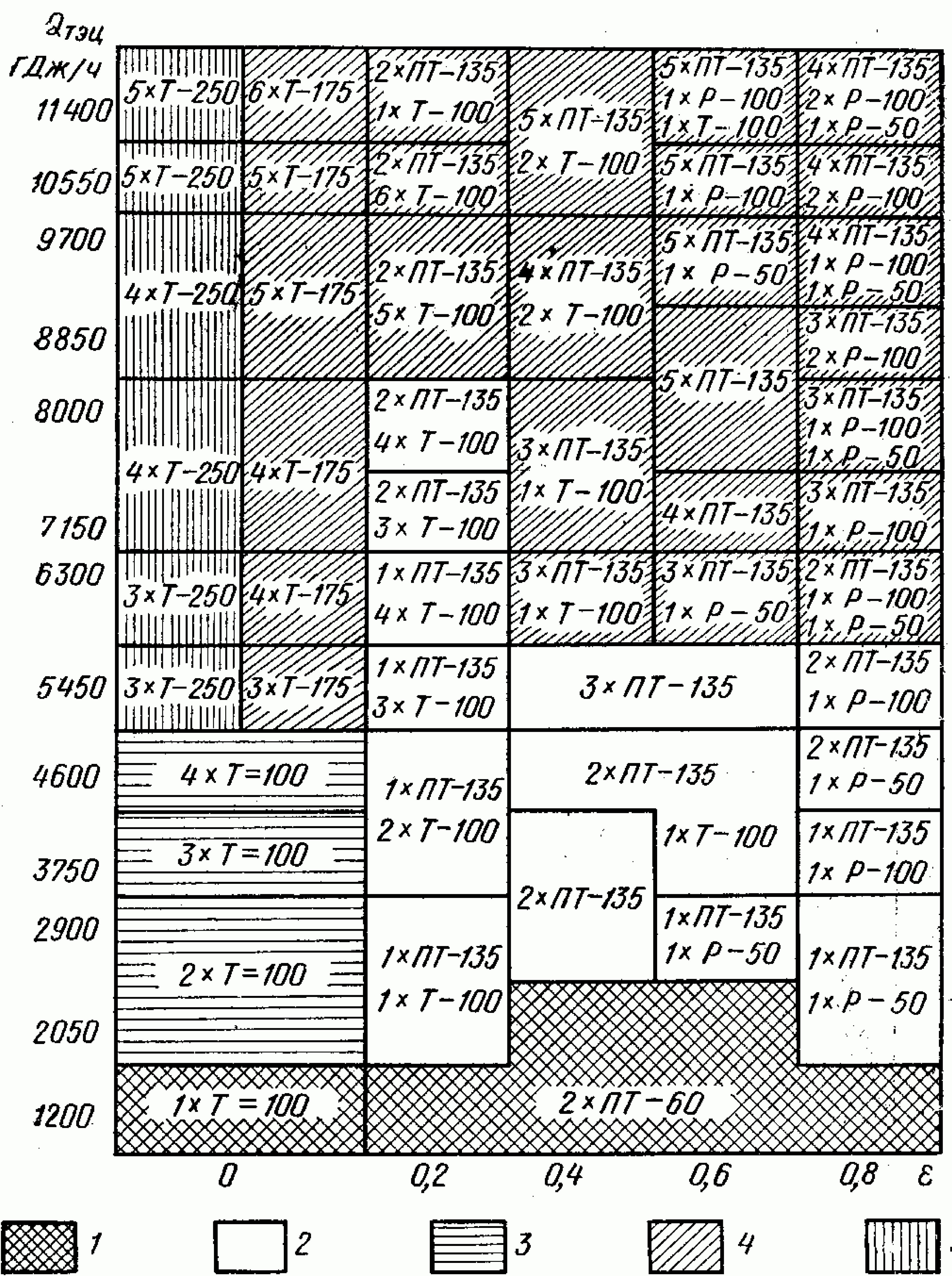


Рис. 15-9. Рекомендуемый примерный состав основного оборудования ТЭЦ в зависимости от общей тепловой нагрузки $Q_{\text{ТЭЦ}}$ и доли паровой нагрузки ε.

Парогенераторы, т/ч: 1 — 420; 2 — 480; 3 — 500; 4 — 800; 5 — 950.

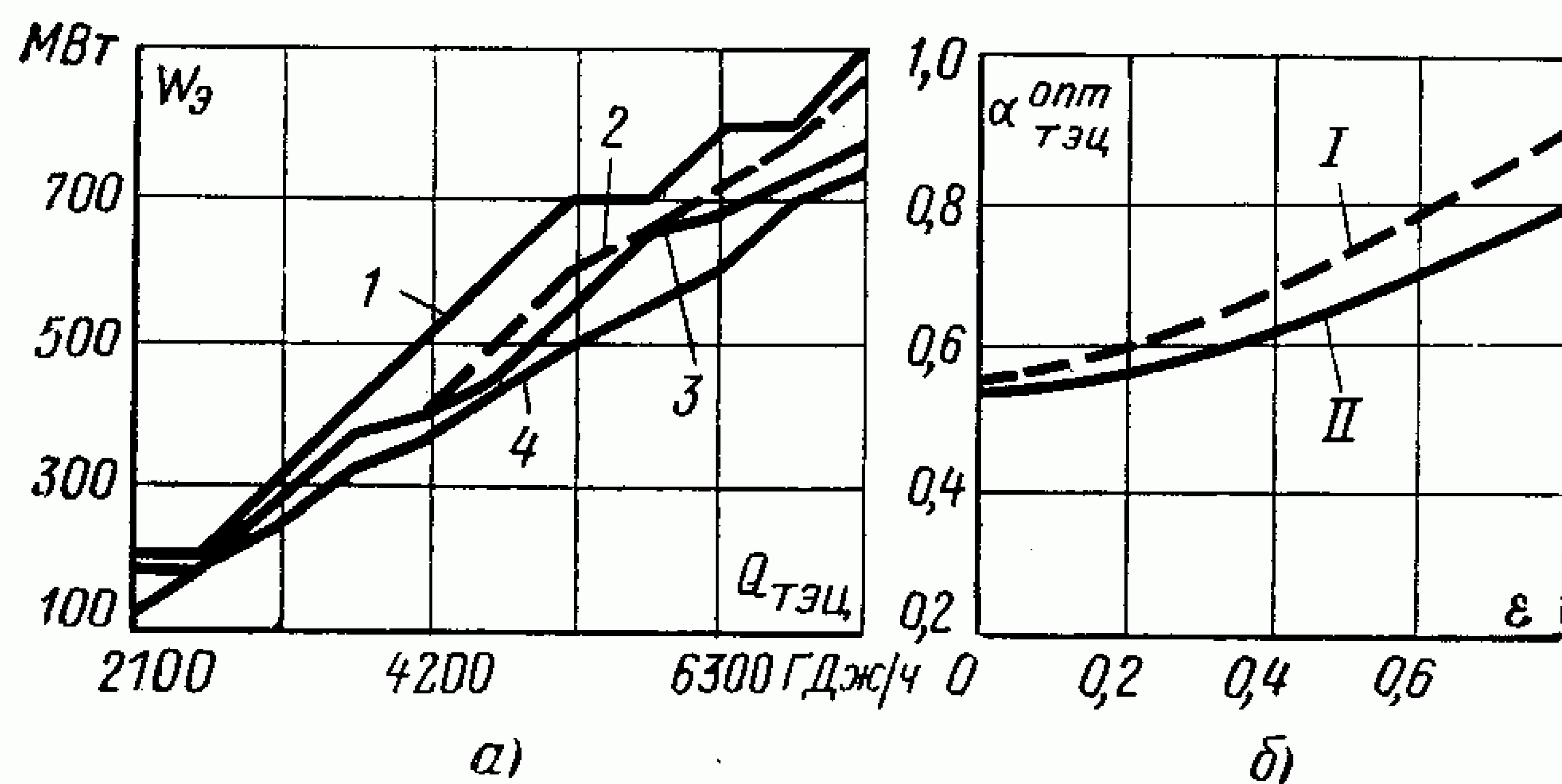


Рис. 15-10. Характеристики ТЭЦ с отопительной и промышленной нагрузкой.

а — зависимость электрической мощности от общей тепловой нагрузки $Q_{ТЭЦ}$; *1* — ε=0,2; *2* — ε=0,4; *3* — ε=0,6; *4* — ε=0,8; *б* — зависимость оптимального коэффициента теплофикации $\alpha^{опт}_{ТЭЦ}$ от доли отпуска пара ε; *I* — $c_т$=20 руб/т условного топлива; *II* — $c_т$=10 руб/т условного топлива.

1,3—1,5 МПа. Для отопительной нагрузки приняты климатические условия г. Москвы, доля горячего водоснабжения принята равной 0,15.

Были рассмотрены варианты установки турбин типов Т-50-130; Т-100-130; ПТ-60-130/13 и ПТ-135-130/13; Р-50-130/13 и Р-100-130/15; основных парогенераторов производительностью от 210 до 800 т/ч; пиковых водогрейных котлов 210; 420 и 750 ГДж/ч; пиковых парогенераторов (для покрытия пиковой паровой производственной нагрузки) 100 и 200 т/ч. В результате расчета нескольких сот вариантов исходных данных и состава оборудования ТЭЦ с использованием ЭВМ получены рекомендации по набору оборудования ТЭЦ в различных случаях.

Рекомендуемый состав основного оборудования ТЭЦ (с некоторой корректировкой) в зависимости от общей тепловой нагрузки $Q_{ТЭЦ}$ и доли паровой нагрузки ε при использовании максимума паровой нагрузки 6000 ч/год,

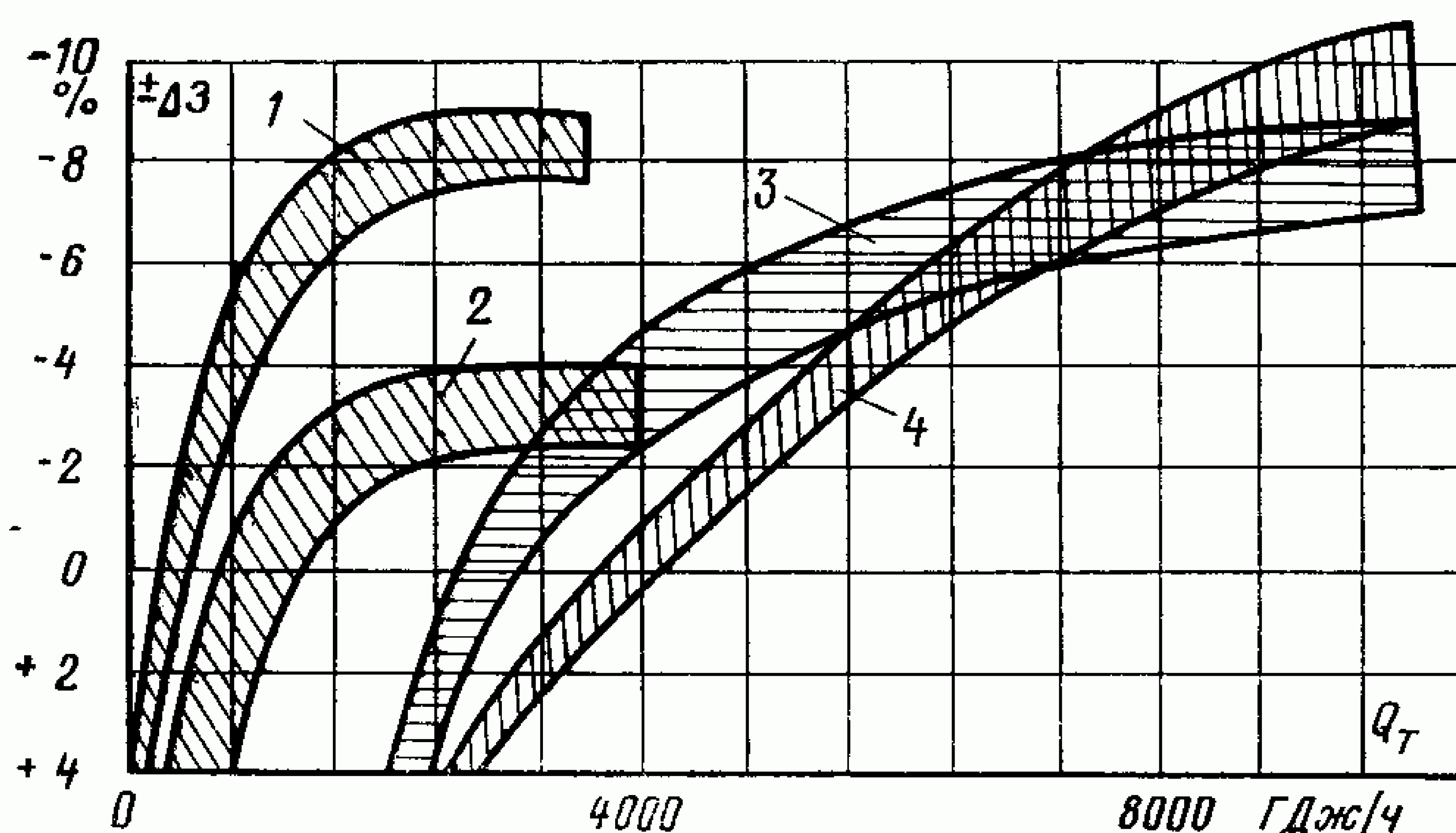


Рис. 15-11. Зависимость эффективности различных источников теплоснабжения по сравнению с раздельной установкой от отопительной нагрузки (—ΔЗ — экономия; +ΔЗ — перерасход расчетных затрат).

1 — ТЭЦ с турбинами с противодавлением; *2* — газотурбинная ТЭЦ; *3* — паротурбинная ТЭЦ; *4* — атомные ТЭЦ.

электрического максимума замещаемой КЭС 6300 ч/год, затратах на топливо 20 руб/т условного топлива показан на рис. 15-9.

На рис. 15-10,*а* показана зависимость электрических мощностей ТЭЦ с рекомендуемым составом оборудования от общей расчетной тепловой нагрузки $Q_{ТЭЦ}$; на рис. 15-10,*б* — зависимость оптимального коэффициента теплофикации $\alpha^{опт}_{ТЭЦ}$ от ε при $T_{п.м}$=6000 ч/г. При этом принималось, что $\alpha_{ТЭЦ}=\alpha_т(1-\varepsilon)+\alpha_п\varepsilon$, где $\alpha_т$ и $\alpha_п$ — коэффициенты теплофикации отопительной и промышленной тепловых нагрузок (при номинальных часовых отопительных и производственных отборах пара).

На рис. 15-11 показана зависимость относительной эффективности различных источников теплоснабжения от тепловой (отопительной) нагрузки по сравнению с раздельным энергоснабжением.

15-5. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Турбинные установки

Выбор насосов

Питательные насосы являются важнейшими из вспомогательных машин паротурбинной электростанции; их рассчитывают на подачу питательной воды при максимальной мощности ТЭС с запасом не менее 5%.

В отечественных энергоблоках с давлением пара 13,0 МПа, мощностью 150/160 и 200/210 МВт применяют питательные *электронасосы;* ранее применяли по два рабочих и один резервный в энергоблоке с подачей по 50% полного расхода воды каждый; в настоящее время — один рабочий и один резервный (в запасе на складе) в энергоблоке, каждый на 100% полного расхода воды, или 2 по 50% без резерва. Соответственно выбирают и бустерные (предвключенные) насосы, также с электроприводом.

В энергоблоках с давлением пара 24,0 МПа, мощностью 300 МВт в Советском Союзе применяют по одному рабочему питательному насосу полной подачи с приводом от паровой турбины с противодавлением и один пускорезервный электронасос с гидромуфтой производительностью 30—50% полной подачи.

Для энергоблоков 500, 800 и 1200 МВт устанавливают с целью разгрузки выхлопных частей главных турбин питательные насосы с конденсационной приводной турбиной, по два рабочих турбонасоса, каждый на 50% полной подачи с резервированием подвода пара к приводной турбине. Бустерные насосы в этих энергоблоках, а также в новых энергоблоках 300 МВт имеют общий с главным пи-

тательным насосом привод от турбины через редуктор.

На ТЭЦ блочной структуры (с турбинами Т-250-240) питательные насосы выбирают аналогично соответствующим конденсационным энергоблокам (300 МВт) — по одному рабочему, с приводной турбиной с противодавлением.

На электростанциях неблочной структуры, входящих в энергосистему, общую подачу воды питательными насосами принимают такой, чтобы при выпадении наиболее крупного насоса остальные обеспечивали подачу воды на все установленные парогенераторы при номинальной их паропроизводительности.

При выпадении одного из насосов на ТЭЦ, работающей в энергосистеме, остальные должны обеспечить такую подачу воды, при которой ТЭЦ отпускает полное количество производственного пара, тепло в количестве, определяемом средней температурой самого холодного месяца, с допустимым снижением электрической нагрузки на мощность одного турбоагрегата.

На изолированных электростанциях неблочной структуры рабочие питательные насосы должны обеспечивать полную подачу воды на все установленные парогенераторы; кроме того, должно быть не менее двух резервных турбонасосов.

Если рабочими приняты турбонасосы, то устанавливается хотя бы один электронасос для первоначального пуска электростанции.

Определение напора питательных насосов. В случае установки парогенераторов типа Е (барабанных) с естественной циркуляцией и включения питательного одноподъемного насоса после деаэратора (рис. 15-12) давление питательной воды после насоса должно составить, МПа:

$$p_н = p_{б.м} + H_н \rho_н g 10^{-6} + p_{с.н},$$

где с учетом работы предохранительных клапанов наибольшее допустимое давление в парогенераторе $p_{б.м} = (1{,}05—1{,}08)p_б$; $p_б$ — рабочее давление в парогенераторе, МПа; $H_н$ — высота подъема воды от оси питательного насоса до уровня воды в барабане, м; $\rho_н$ — средняя плотность питательной воды в напорных линиях, кг/м³; $p_{с.н}$ — суммарное гидравлическое сопротивление оборудования (регенеративных подогревателей высокого давления, напорных трубопроводов с арматурой, водяного экономайзера парогенератора и др.); g — ускорение свободного падения, м/с². Скоростным напором на входе воды в барабан парогенератора пренебрегаем.

Давление воды на входе в питательный насос, МПа, составляет:

$$p_в = p_д + H_в \rho_в g — p_{с.в},$$

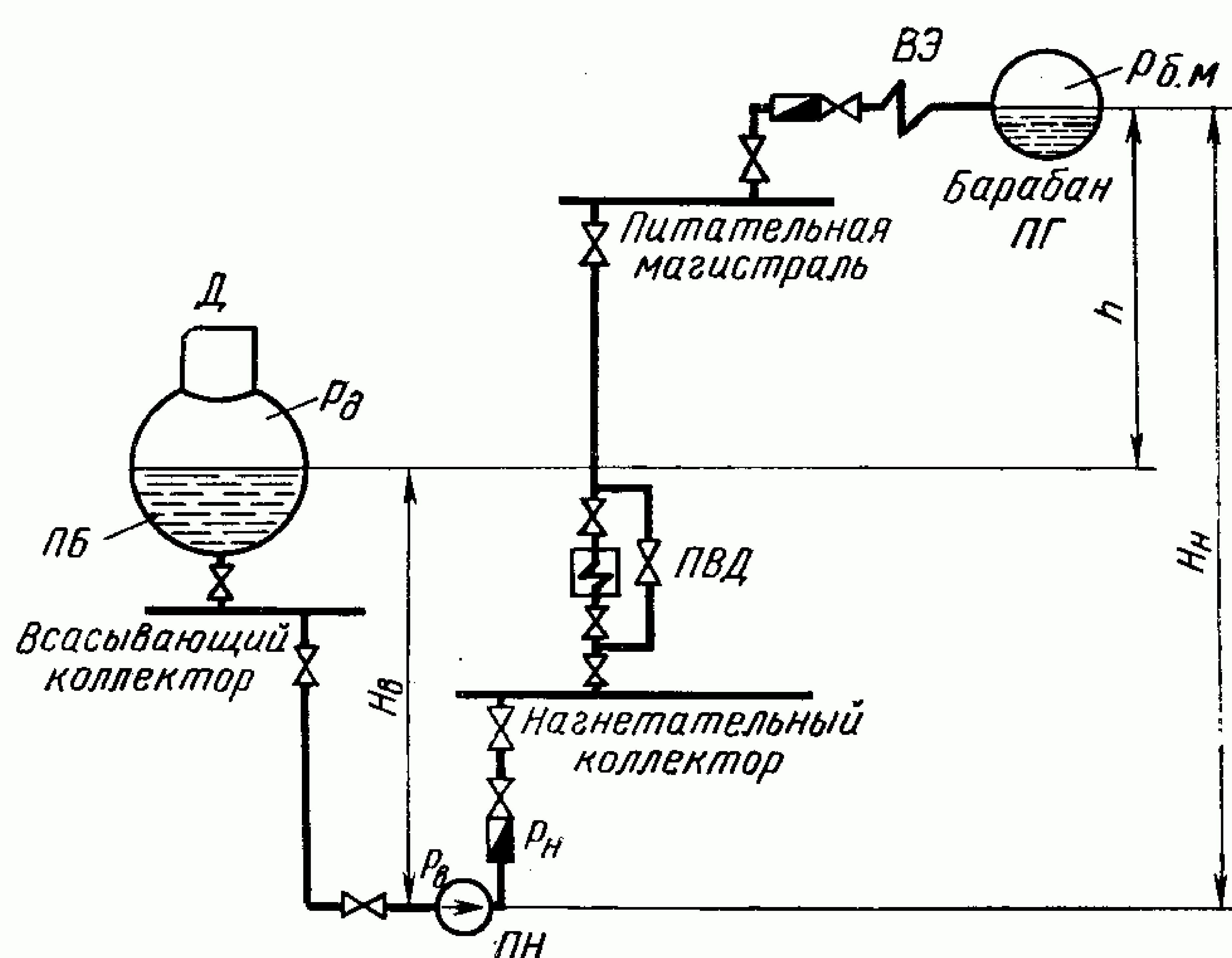


Рис. 15-12. Определение напора питательных насосов электростанции с барабанными парогенераторами.
Д — деаэратор; *ПБ* — питательный бак; *ПН* — питательный насос; *ПВД* — подогреватели высокого давления; *ВЭ* — водяной экономайзер.

где $p_д$ — давление в деаэраторе, МПа; $p_{с.в}$ — гидравлическое сопротивление трубопроводов, подводящих воду из деаэратора к насосу, с арматурой, МПа; $H_в$ — высота уровня воды в деаэраторном баке относительно оси питательного насоса, м.

Значение $H_в$ выбирают из условия предотвращения вскипания воды на входе в питательный насос и явлений кавитации в насосе; на современных электростанциях Советского Союза $H_в \approx 22 \div 25$ м; $\rho_в$ — плотность воды в подводящих трубопроводах, кг/м³.

Если пренебречь скоростными напорами воды на входе в насос и выходе из него, создаваемый им напор (повышение давления), МПа, равен:

$$p_{п.н} = p_н — p_в = p_{б.м} — p_д + H_н \rho_н g\, 10^{-6} — H_в \rho_в g \times 10^{-6} + p_{с.н} + p_{с.в} \approx p_{б.м} — p_д + h \rho g\, 10^{-6} + p_с, \quad (15\text{-}7)$$

где $h = H_н — H_в$ — высота подъема воды из деаэратора в барабан парогенератора, м; ρ — средняя плотность питательной воды в напорной и входной линиях насоса; $p_с = p_{с.н} + p_{с.в}$ — суммарное сопротивление напорного и входного трактов питательной воды, МПа.

При установке *прямоточных парогенераторов* необходимое давление воды на выходе из питательного насоса составляет:

$$p_н = p_{пг} + p_{с.пг} + p_{с.н} + H_н \rho_н g 10^{-6},$$

где $p_{пг} = p_0 + \Delta p_0$ — давление пара на выходе из парогенератора, МПа; p_0 — давление пара перед турбиной; Δp_0—потеря давления в паропроводе от парогенератора до турбины;

$p_{с.пг} \approx 4 \div 5$ МПа — гидравлическое сопротивление парогенератора; $H_н$ — высота подъема воды от оси питательного насоса до верхней точки трубной системы парогенератора, м; $\rho_н$ — плотность воды в напорном тракте, кг/м³.

Давление воды на входе в насос и повышение давления в насосе определяются аналогично предыдущему.

Конденсатные насосы выбирают в минимальном по возможности числе — один на 100% или два рабочих по 50% общей подачи и соответственно один *резервный* (на 100% или 50% полной подачи). Общую подачу определяют по наибольшему пропуску пара в конденсатор с учетом регенеративных отборов. Конденсатные насосы теплофикационных турбин выбирают по конденсационному режиму работы, с выключенными теплофикационными отборами для внешнего потребителя.

При прямоточных парогенераторах применяют химическое обессоливание конденсата турбины, поэтому устанавливают конденсатные насосы двух ступеней: после конденсатора турбины с небольшим напором и после обессоливающей установки с напором, необходимым для подачи конденсата через поверхностные регенеративные подогреватели низкого давления в деаэратор питательной воды.

При выполнении части ПНД смешивающими (контактными) после них может потребоваться дополнительный перекачивающий насос. Между смешивающими подогревателями перекачивающий насос не требуется, если подогреватель более низкого давления устанавливается выше следующего за ним подогревателя более высокого давления, чем обеспечивается переток воды из одного подогревателя в последующий. К перекачивающим насосам требуются, естественно, резервные насосы.

Насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин («циркуляционные») выбирают обычно по одному или по два на турбину. В машинном зале насосы устанавливают индивидуально, обычно по два насоса на турбину, для возможности отключения одного из них при уменьшении расхода воды (в зимнее время). В центральных (береговых) насосных целесообразно укрупнять насосы охлаждающей воды, принимая по одному на турбину.

Важно отметить, что к циркуляционным насосам резерв не устанавливают. Их производительность выбирают по летнему режиму, когда температура охлаждающей воды высокая и требуется наибольшее ее количество. В зимнее время, при низкой температуре воды, расход ее существенно снижается (примерно вдвое), и часть насосов фактически является резервом (один на турбину, например при индивидуальной их установке, или один на две турбины при централизованной их установке).

Насосы для питания водой вспомогательных теплообменников (испарители, паропреобразователи, сетевые подогреватели) выбирают преимущественно централизованно на всю электростанцию или часть ее секций в возможно наименьшем числе (один-два рабочих насоса) с одним резервным, имеющим подачу рабочего насоса (при четырех сетевых насосах резервный не устанавливают).

Подпиточных насосов тепловой сети при закрытой системе горячего водоснабжения устанавливают два, при открытой системе — три, включая в обоих случаях резервный насос.

Дренажные (сливные) *насосы* конденсата из регенеративных подогревателей устанавливают без резерва; при этом выполняют резервную линию каскадного слива дренажа в соседний регенеративный подогреватель более низкого давления.

Конденсатные насосы сетевых подогревателей (и паропреобразователей) выбирают индивидуально, один или два рабочих на турбину, с резервным у сетевого подогревателя нижней ступени, имеющим подачу рабочего насоса (конденсат из этих теплообменников составляет основную часть всего потока питательной воды парогенераторов).

Напор насосов определяют с учетом давления и гидравлических сопротивлений в элементах оборудования и системе трубопроводов.

Напор основных конденсатных насосов турбины, МПа, определяют (без учета динамических напоров) следующим образом:

$$p_{к.н} \approx p_д - p_к + h_к \rho_к g 10^{-6} + p_{с.к},$$

где $p_д$ и $p_к$ — давление соответственно в деаэраторе и конденсаторе турбины; $h_к$ — высота подъема конденсата от уровня его в конденсатосборнике конденсатора до уровня в деаэраторном баке, м; $\rho_к$ — средняя плотность конденсата в его тракте; $p_{с.к}$ — общее гидравлическое сопротивление тракта конденсата (регенеративные подогреватели низкого давления, трубопроводы с арматурой).

При включении в тракт конденсата установки химического обессоливания, обычно между конденсатными насосами первого и второго подъема, определяют в отдельности необходимый напор насосов первого и второго подъема.

Выбор теплообменников

Регенеративные подогреватели ТЭС устанавливают индивидуально у каждой турбины, без резерва.

Нормально принимают по одному корпусу в каждой ступени подогрева, т. е. применяют

«однониточную» схему подогревательной установки, однако встречаются «двухниточная» и даже «трехниточная» схемы.

Так, первоначально в дубль-блоках 300 и 500 МВт применяли две параллельные группы регенеративных подогревателей высокого давления с половинным пропуском воды через каждую группу. Первый энергоблок 800 МВт с двухвальным турбоагрегатом имеет три параллельные группы ПВД и две группы ПНД.

В дальнейшем в энергоблоках 300 и 500 МВт стали применять по одной группе ПВД, рассчитанных на полный пропуск воды, в энергоблоках 800 и 1200 МВт пока допускается применение двух групп ПВД.

Во всех указанных энергоблоках, за исключением энергоблока с двухвальным турбоагрегатом 800 МВт, применяют по одной группе подогревателей низкого давления.

На ТЭЦ применяют индивидуальные регенеративные установки с однокорпусными подогревателями, в том числе и в турбоустановке Т-250-240.

Деаэратор питательной воды принимают возможно большей пропускной способности. На энергоблок или секцию, включающую турбоагрегат с обслуживающими его парогенераторами, устанавливают по одному или по два деаэратора. На ТЭС неблочной структуры предусматривается возможность ремонта одного деаэратора при работе остальных. Объем баков деаэрированной воды рассчитывают на пятиминутный запас воды на ТЭС с блочной структурой и на десятиминутный — на ТЭС неблочной структуры при работе с максимальной нагрузкой.

В зависимости от соотношения пропуска воды через деаэратор и нужного объема баков принимают по одному, иногда по два деаэратора на один бак или же по одному деаэратору на два бака, соединенных между собой линиями пара и воды.

Деаэраторы добавочной воды парогенераторов и подпиточной воды тепловой сети выбирают централизованно для всей электростанции или для отдельных ее очередей.

Испарительные установки для возмещения внутренних потерь пара и конденсата устанавливают индивидуально у каждой турбины. Резервных корпусов не применяют.

Многоступенчатые испарительные установки и паропреобразователи, использующие пар из регулируемых отборов турбин, выбирают индивидуально для каждой турбины или централизованно для всей ТЭЦ или ее очереди (если при централизованной установке можно укрупнить корпус и уменьшить число корпусов). В многоступенчатых испарительных и многокорпусных паропреобразовательных установках целесообразно иметь один резервный корпус.

Сетевые подогреватели ТЭЦ устанавливают индивидуально у турбин, без резервных корпусов, поскольку они работают только во время отопительного сезона и лишь часть их работает в летнее время, неся бытовую нагрузку горячего водоснабжения. Сетевые подогревательные установки применяют также на двух энергоблоках КЭС с пропускной способностью каждой 80% максимальной тепловой нагрузки.

Парогенераторные установки

Пылеприготовительные установки

Пылеприготовительные установки выполняют преимущественно по индивидуальной системе, обычно с замкнутой, иногда с разомкнутой схемой сушки топлива.

В *замкнутых схемах* уголь подсушивается горячим воздухом в мельнице. Выделенная при подсушке влага в виде водяных паров вводится в топочную камеру; водяные пары смешиваются с газообразными продуктами горения подсушенного топлива, проходят через газоходы парогенератора и удаляются из него с общим потоком уходящих газов.

Оборудование пылеприготовления с замкнутой схемой сушки устанавливают индивидуально у каждого парогенератора. При сжигании углей с малым выходом летучих (АШ, тощий уголь и др.), требующих тонкого размола, применяют *тихоходные шаровые барабанные мельницы* (ШБМ) и систему пылеприготовления с промежуточным бункером пыли. Благодаря пылевому бункеру угольные мельницы можно загружать полностью, независимо от нагрузки парогенератора. Если бункер заполнен пылью, мельницы можно останавливать экономя при этом электроэнергию на размол угля. При ШБМ это имеет большое значение, так как энергия расходуется в ШБМ на подъем мелющих шаров и потребляемая ими мощность не зависит практически от расхода топлива. Следовательно, эти мельницы потребляют постоянную мощность, одинаковую при полной нагрузке и холостом ходе, а удельный расход энергии на размол непрерывно снижается с ростом нагрузки.

При использовании мягких бурых углей и каменных углей с относительно большим выходом летучих (более 30%) допускается более грубый помол и применяют *быстроходные молотковые мельницы* (ММ). Мощность, потребляемая этими мельницами, возрастает с увеличением их нагрузки; холостой расход энергии составляет 40—60% полного расхода. Такие мельницы применяют обычно в сочетании

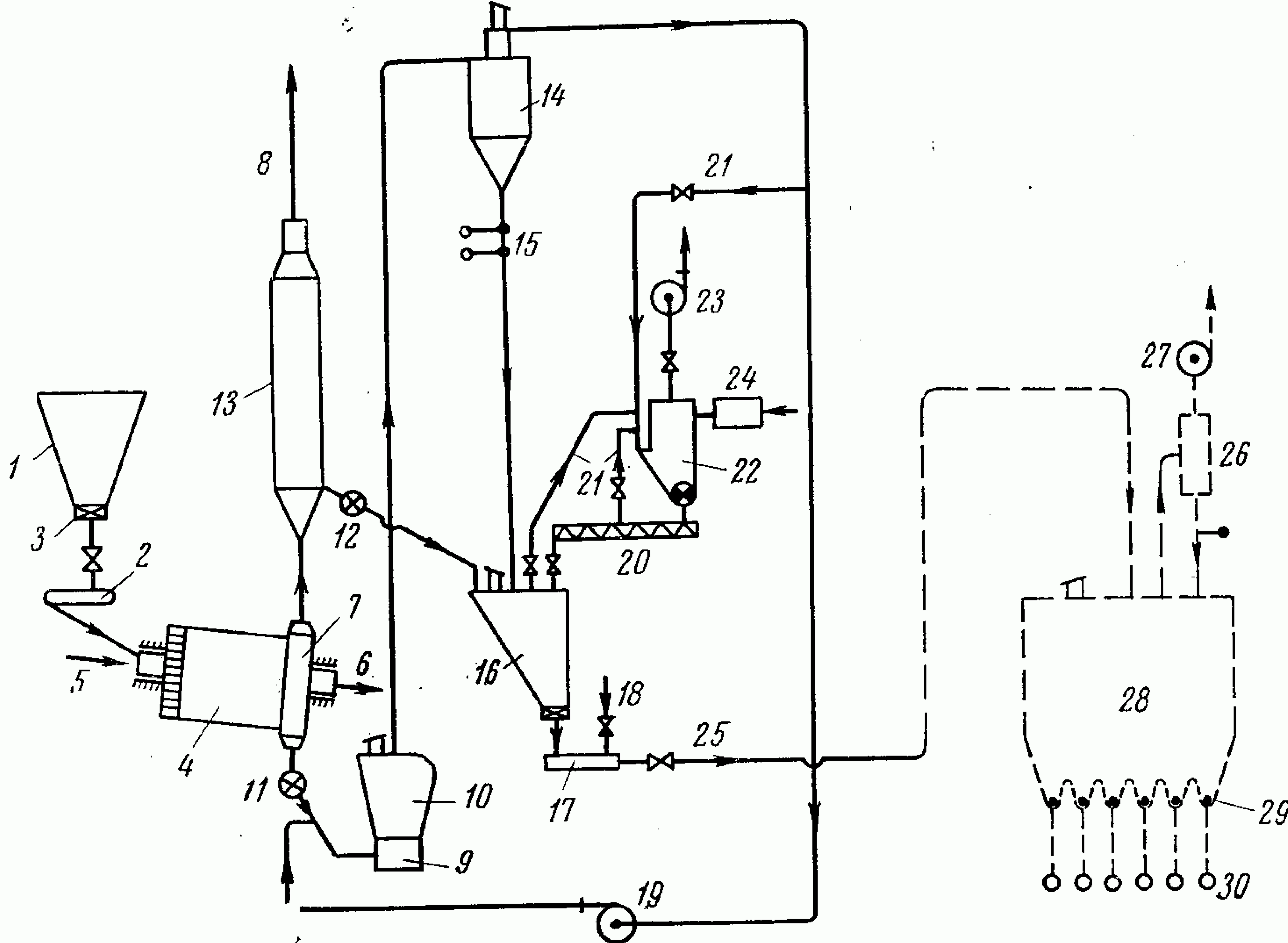


Рис. 15-13. Система пылеприготовления с центральным пылезаводом и разомкнутой схемой паровой сушки.

1 — бункер дробленого топлива; *2* — питатель; *3* — отсекающий шибер; *4* — сушилка; *5* — подвод пара к сушилке; *6* — отвод конденсата; *7* — разгрузочная камера; *8* — к отсасывающему вентилятору; *9* — мельница; *10* — сепаратор; *11* и *12* — шлюзовые затворы; *13* — электрофильтр; *14* — циклон; *15* — клапаны-мигалки; *16* — бункер пыли; *17* — винтовой пневматический насос; *18* — подача сжатого воздуха; *19* — мельничный вентилятор; *20* — шнек; *21* — отсос водяных паров; *22* — рукавный фильтр; *23* — вентилятор; *24* — калорифер; *25* — подача пыли; *26* — фильтр-пылеотделитель; *27* — вентилятор; *28* — пылевой бункер парогенераторов; *29* — питатели пыли; *30* — пылепроводы к горелкам; ——— — оборудование пылезавода; — — — — оборудование парогенераторной установки.

с более простой системой пылеприготовления — *с непосредственной подачей пыли в топочную камеру,* без промежуточного бункера пыли. При длительном снижении нагрузки парогенератора часть этих мельниц выключают.

Мельницы на новых крупных ТЭС выбирают обычно наибольшей имеющейся производительности (50—70 т/ч). На парогенератор производительностью 420 т/ч и более устанавливают две-три шаровые барабанные мельницы общей производительностью, обеспечивающей 110% номинальной нагрузки парогенератора, или четыре — восемь (не менее трех) молотковых мельниц; при выходе одной из них оставшиеся должны обеспечить не менее 90% нагрузки парогенератора. Влажность пыли выбирается из условия надежной ее текучести, в частности для антрацита и тощего угля — ниже гигроскопической.

В *разомкнутых схемах* сушка топлива осуществляется паром в трубчатых сушилках или горячими газами из газоходов парогенератора в угольных мельницах. Выделившиеся из топлива водяные пары вместе с воздухом при паровой и газами при газовой сушке сбрасываются через пылеуловители (электрофильтры и т. п.) в атмосферу. В топочную камеру поступает подсушенная пыль. Системы пылеприготовления с разомкнутой схемой паровой сушки выполняют как централизованную установку — *центральный пылезавод* (ЦПЗ) (рис. 15-13). ЦПЗ с паровыми сушилками сооружены в СССР для энергоблоков 500 МВт на буром назаровском угле (с молотковыми мельницами) и 800 МВт на АШ (с шаровыми барабанными мельницами).

Благодаря использованию для подсушки топлива пара из отборов турбин к. п. д. турбинной установки возрастает; повышается также к. п. д. парогенераторной установки вследствие сжигания подсушенной пыли и понижения температуры водяных паров, выделенных из топлива и удаляемых в атмосферу. В результате разомкнутая схема с паровой подсушкой дает экономию топлива, но связана со значительными дополнительными капиталовложениями на сооружение ЦПЗ.

При высоковлажном топливе (бурые угли и т. п.) экономия его значительная, но стоимость бурых углей на востоке СССР низкая, почему экономия топлива может и не окупить дополнительных капиталовложений.

При сжигании угля с малой влажностью экономия его благодаря паровой подсушке невелика, поэтому, хотя АШ — топливо дорогое, его экономия также может не окупить сооружения ЦПЗ.

При сооружении ЦПЗ упрощаются парогенераторная установка и главный корпус электростанции. Однако при этом требуются значительные затраты на ЦПЗ со сложной схемой и дорогим оборудованием. В настоящее время ЦПЗ с паровой сушкой топлива на ТЭС СССР не сооружают.

Система пылеприготовления с разомкнутой схемой газовой сушки топлива, разработанная ЦКТИ, предусматривает использование уходящих газов с повышенной температурой 250—

350°С, с добавлением более горячих газов из газоходов парогенератора (рис. 15-14). Уходящие газы в зависимости от балансных соотношений используются в сушильно-размольной системе полностью или небольшая часть их удаляется в атмосферу помимо сушильно-размольной системы. Такая система предназначается для высоковлажных бурых углей, размалываемых в молотковых мельницах.

Эта схема характеризуется хорошими технико-экономическими показателями, однако требует еще промышленной проверки, в частности золоуловительной установки, включаемой на пути сушильных газов с высокой температурой от парогенератора к сушильно-размольной системе. Ввиду повышенной температуры уходящих из парогенератора газов воздух для горения подогревается паром из отборов или конденсатом турбин в калориферах парогенераторной установки.

Кроме шаровых барабанных и молотковых мельниц за рубежом, а в последнее время и в СССР для размола каменных углей применяют *среднеходные мельницы.* Такие мельницы в СССР пока не получили широкого распространения, в основном из-за сложной конструкции.

Размол мягких бурых углей и торфа производят также в мелющих вентиляторах. Предполагается применить их на электростанциях, использующих бурые угли Канско-Ачинского бассейна.

Шаровые барабанные мельницы (ШБМ) номинальной производительностью 50 т/ч по АШ получили значительное распространение на энергоблоках 200 и 300 МВт для размола преимущественно АШ.

Мельницы Ш-50А имеют диаметр барабана 3,7 м, допускающий перевозку его по железной дороге в собранном виде при длине 8,5 м. Привод выполнен с косозубыми шестернями шириной 800 мм. Шаровая загрузка равна 100 т. Продолжительность работы достигает 20 000 ч. В новых мельницах типа Ш-50 (ШБМ-400/800) также применяют косозубые шестерни, число оборотов составляет $n=0{,}76n_{кр}$.

Более крупные мельницы Ш-70 с диаметром барабана 4,0 и длиной 10,0 м для энергоблоков 300 МВт и ШБММ-70 с диаметром барабана 3,4 и длиной 13,6 м для энергоблоков 800 МВт с ЦПЗ рассчитаны на производительность 70 т/ч по АШ. Мельницы ШБММ-70 имеют механическую выгрузку угольной пыли.

Крупные *молотковые мельницы* с диаметром ротора 2,0 м и больше и окружной скоростью до 80 м/с используются, в частности, для энергоблоков 300 и 500 МВт. Эти мельницы (ММТ) 2000/2600/735, 2600/2550/590 и 2600/3350/590 производительностью соответственно 24, 40 и 55 т/ч по экибастузскому углю имеют центробежные сепараторы. Мельницы ММТ 2600/3350/590 выполняют также с инерционным сепаратором производительностью 100 т/ч по сырому назаровскому углю.

Современные молотковые мельницы и их пылесистемы работают с избыточным давлением, создаваемым основным дутьевым вентилятором или вентилятором горячего дутья. Тонкость помола регулируется шиберами или створками при постоянном расходе воздуха в пылесистеме.

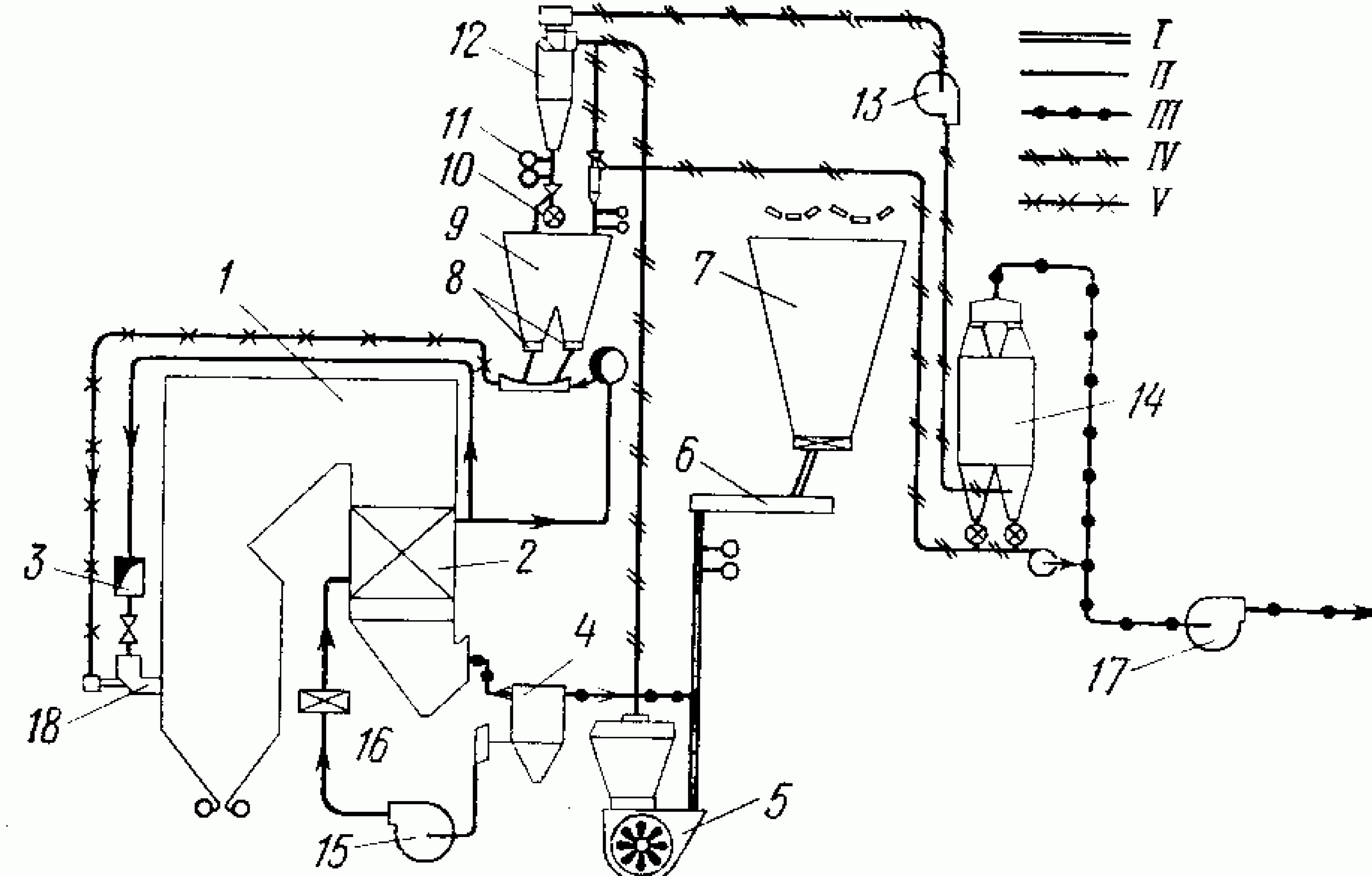


Рис. 15-14. Индивидуальная система пылеприготовления с разомкнутой схемой газовой сушки топлива.

1 — парогенератор; *2* — воздухоподогреватель; *3* — короб вторичного воздуха; *4* — батарейный золоуловитель; *5* — мельница с сепаратором; *6* — питатель сырого топлива; *7* — бункер сырого топлива; *8* — питатель пыли; *9* — бункер пыли; *10* — пылевой шнек; *11* — перекидной шибер; *12* — пылевой циклон; *13* — мельничный вентилятор; *14* — золовой электрофильтр; *15* — дутьевой вентилятор; *16* — калорифер; *17* — дымосос; *18* — пылеугольная горелка; *I* — топливо; *II* — воздух; *III* — дымовые газы; *IV* — пылегазовая смесь; *V* — пылевоздушная смесь.

Продолжительность работы бил при размоле малоабразивных топлив равна 700—1500 ч; при размоле абразивных топлив производительность мельниц снижается примерно на 20%.

Среднеходные мельницы СМ изготовляются производительностью 16 т/ч и разработаны с производительностью 50 т/ч (трехвалковая мельница МВС-240) по каменному углю. При применении износостойких металлов (чугун 300Х13Г3М и др.) срок службы валков и размольных столов достигает 4000—6000 ч. Применение СМ для размола каменных углей перспективно, в частности они освоены для парогенераторов с жидким шлакоудалением и прямым вдуванием пыли. Проверяется работа СМ в энергоблоке 300 МВт на экибастузском угле. Целесообразно применение также роликовых среднеходных мельниц с производительностью 80—100 т/ч по каменному углю.

Расход электроэнергии на пылеприготовление в зависимости от вида угля и типа мельницы составляет, кВт·ч/т:

Виды угля	Тип мельницы		
	ШБМ	ММ	СМ
Каменные угли (ГСШ)	27—30	20—24	16—18
Бурые угли (подмосковный) . .	14—16	7—10	—

Мельницы-вентиляторы для размола мягких топлив (бурые угли, торф) освоены производительностью до 40 т/ч и разработаны производительностью до 60 т/ч (по лигниту с теплотой сгорания около 5000—6000 кДж/кг) в системе пылеприготовления с газовой сушкой и пылеконцентраторами. Диаметр ротора крупных мельниц-вентиляторов достигает 3,3 м при ширине колеса 0,8 м; частота вращения 490 об/мин, окружная скорость 85 м/с.

В соответствии с Правилами технической эксплуатации электростанций температура сушильного агента на установках с бункерами пыли на выходе из мельницы не должна превышать, °С:

Сушильный агент	Вид угля		
	Тощий	Каменный и бурый	Экибастузский
Воздух	130	70	110
Смесь воздуха с дымовыми газами	—	80	110

В установках с непосредственной подачей пыли (без бункера) эта температура не должна превышать, °С:

Сушильный агент	Вид топлива		
	Каменный уголь	Бурый уголь и сланцы	Фрезерный торф
Воздух	130	100	80
Смесь дымовых газов и воздуха	170	140	120

Температура горячего воздуха для подачи в топку пыли не ограничивается, но температура пылевоздушной смеси перед горелками при выходе летучих в каменных углях 15% и более должна быть не выше 160°С.

Для антрацитов температура горячего воздуха по условиям взрывобезопасности не ограничивается.

В пылеприготовительных установках контролируются, в частности: бесперебойное поступление топлива в мельницы, уровень пыли в бункерах (не менее 3 м для обеспечения работы питателей); температура пыли в бункерах; исправность предохранительных клапанов.

Тягодутьевые машины

К тягодутьевым машинам относятся *дымососы и дутьевые вентиляторы*. Для парогенераторов с наддувом на газомазутном топливе вместо дутьевых вентиляторов применяют *воздуходувные* машины. Дымососы при этом не требуются; их устанавливают пока как резерв на время освоения парогенераторов с наддувом.

Крупный парогенератор оснащают двумя дымососами и двумя дутьевыми вентиляторами. Подача дымовых газов параллельно работающими дымососами и воздуха дутьевыми вентиляторами должна обеспечивать полную производительность парогенератора с запасом 10%. Один дымосос и один дутьевой вентилятор должны обеспечивать не менее половинной нагрузки парогенератора, а при использовании тощего угля или АШ — не менее 70% полной нагрузки.

При этом коэффициент избытка воздуха в пылеугольной топочной камере выбирают равным преимущественно 1,15, в циклонных и двухкамерных топках 1,05—1,10, при газомазутном топливе 1,05.

Сернистый мазут как основное топливо сжигают с избытком воздуха 1,02—1,03 в топке при установке форсунок соответствующей конструкции, уплотнении топочной камеры, автоматизации процесса горения.

Присосы воздуха в газовом тракте парогенератора от пароперегревателя до дымососа (золоуловителя) в соответствии с ПТЭС не должны превышать 10% при трубчатом и 20% при регенеративном воздухоподогревателе, в электрофильтре 10%, в циклонах или мокрых золоуловителях 5% теоретически необходимого количества воздуха.

Напор дымососов и дутьевых вентиляторов выбирают с запасом 15%. Напор дымососов составляет обычно 3—5, дутьевых вентиляторов 4—7, воздуходувок 10—13 кПа.

Мощность W, кВт, потребляемая тягодутьевой машиной, определяется объемным расходом среды V, м³/ч, напором, создаваемым машиной H, кПа, к. п. д. машины η (в долях единицы):

$$W = \frac{VH}{3600\eta}. \qquad (15\text{-}8)$$

Дымососы и дутьевые вентиляторы имеют привод от электродвигателя, воздуходувки — от электродвигателя или турбины. Мощность двигателя выбирают с учетом инерции (махового момента) ротора тягодутьевой машины при пуске ее. В расход энергии на приводной двигатель входят потери в нем, учитываемые его к. п. д. Дымососы и дутьевые вентиляторы при номинальной нагрузке парогенератора должны иметь к. п. д. не ниже 90% максимального его значения.

Работа центробежных дымососов и дутьевых вентиляторов регулируется направляющими аппаратами с поворотными лопатками, а также двухскоростными электродвигателями у парогенераторов энергоблоков. Для дымососов осевого типа применяют направляющие аппараты и односкоростные электродвигатели. Дроссельное регулирование дымососов и дутьевых вентиляторов не допускается.

Температура воздуха перед воздухоподогревателем при сжигании сухих несернистых топлив должна быть не ниже 30°С, при сжигании влажных несернистых топлив (с приведенным содержанием серы не менее 0,2%) она должна на 10° превышать точку росы водяных паров дымовых газов.

При сжигании сернистого мазута температура воздуха для защиты входных поверхностей нагрева воздухоподогревателя от низкотемпературной коррозии должна быть не ниже 60°С перед регенеративным и не ниже 70°С перед трубчатым воздухоподогревателем.

Воздух подогревают в калориферах, используя тепло пара из отборов главной турбины, а при установке турбовоздуходувок используют также пар из их отборов или противодавления.

Дутьевые вентиляторы и дымососы для тепловых электростанций Советского Союза выполняют преимущественно радиального типа, однако дымососы мощных энергоблоков выполняют осевого типа. Радиальные машины имеют умеренные окружные скорости, до 100 м/с; шумовые характеристики их удовлетворительные. В лучших радиальных машинах к. п. д. достигает 89% при одностороннем и 85—87% при двустороннем всасывании.

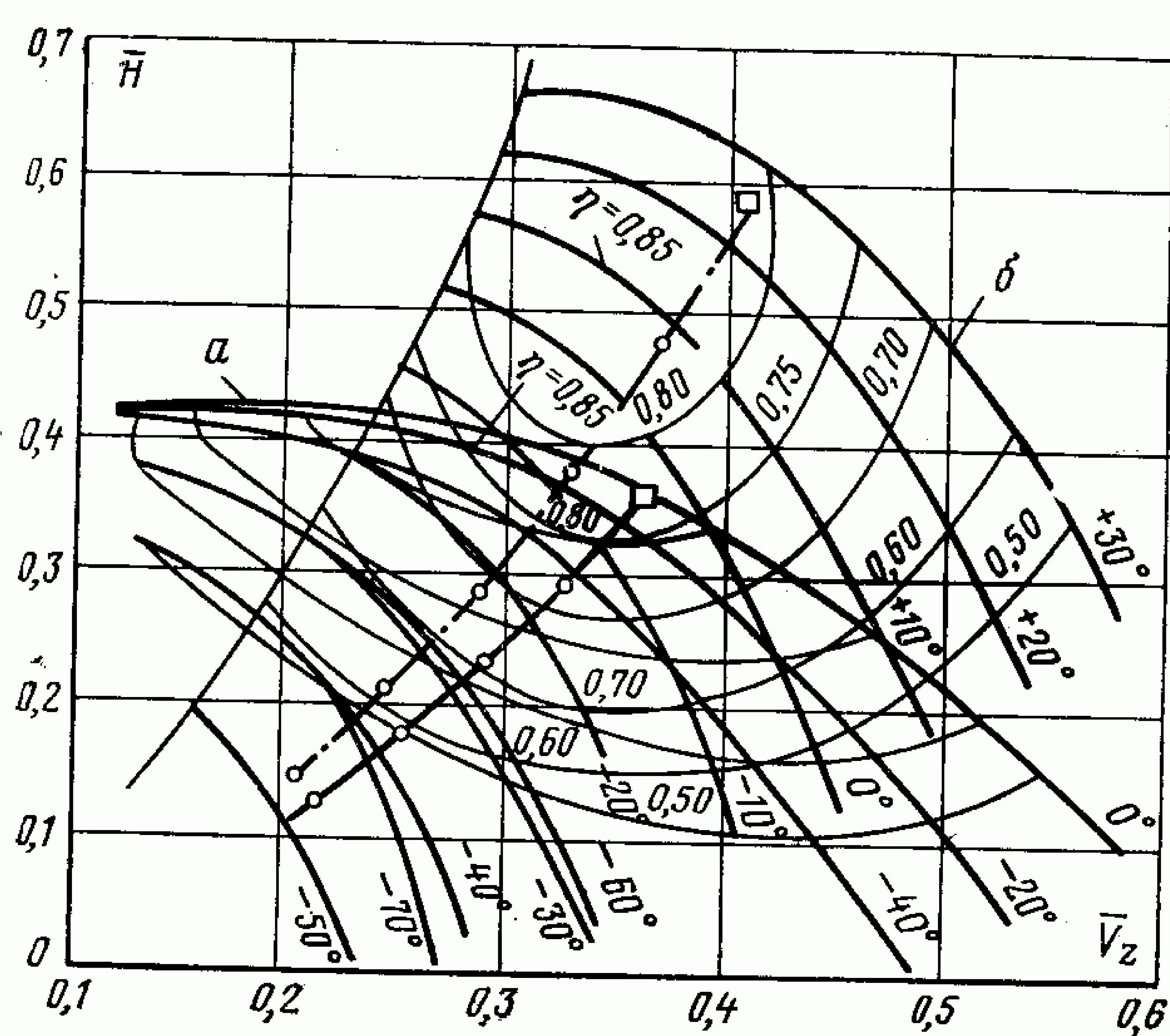


Рис. 15-15. Безразмерные характеристики радиальной и осевой тягодутьевых машин с регулированием направляющими лопатками энергоблока 300 МВт.

а — характеристики радиального дутьевого вентилятора двустороннего всасывания; *б* — характеристики осевого двухступенчатого дымососа: *z* — число потоков.

Экономичное регулирование радиальных вентиляторов затруднено; при обычном регулировании направляющими аппаратами к. п. д. вентилятора уже при 80% номинальной нагрузки снижается до 60—65%. Применение двухскоростных электродвигателей повышает экономичность при малых нагрузках, но снижает к. п. д. при номинальной нагрузке, так как к. п. д. двухскоростного электродвигателя на 2—4% ниже, чем односкоростного. Рабочие колеса крупных радиальных машин имеют большой маховой момент, что затрудняет пуск и требует увеличения мощности электродвигателя.

Радиальные вентиляторы с повышенным напором, с турбоприводом или электроприводом, имеющими плавное изменение частоты вращения, сохраняют перспективность применения для мощных парогенераторов, в частности работающих под наддувом. Основные достоинства осевых вентиляторов: высокая экономичность в широком интервале нагрузок; большая производительность; компактность, более легкий пуск.

Современные крупные осевые вентиляторы имеют к. п. д. до 90—91%. Высокой производительности способствует, в частности, возможность использования повышенных окружных скоростей. Производительность и напор регулируются в широких пределах поворотом на ходу рабочих или направляющих лопаток. Недостатками осевых вентиляторов являются усложненная конструкция ротора и направляющих аппаратов, повышенный уровень шума. При параллельной работе машин требуется повышенный запас устойчивости.

Осевые машины в качестве дутьевых вентиляторов с расходом среды до 2000×10^3 м³/ч и напором до 10 кПа и дымососов крупных энергоблоков весьма перспективны.

Для энергоблоков 300—1200 МВт требуются вентиляторы для расхода воздуха $(600—2000)\times10^3$ м³/ч, с напором около 5 кПа при уравновешенной тяге и около 10 кПа при работе с наддувом. Мощность привода таких вентиляторов достигает соответственно 800—3500 и 1500—7000 кВт.

Общая мощность для привода дутьевых вентиляторов и дымососов или высоконапорных вентиляторов (воздуходувок) составляет до 1,5% мощности энергоблока.

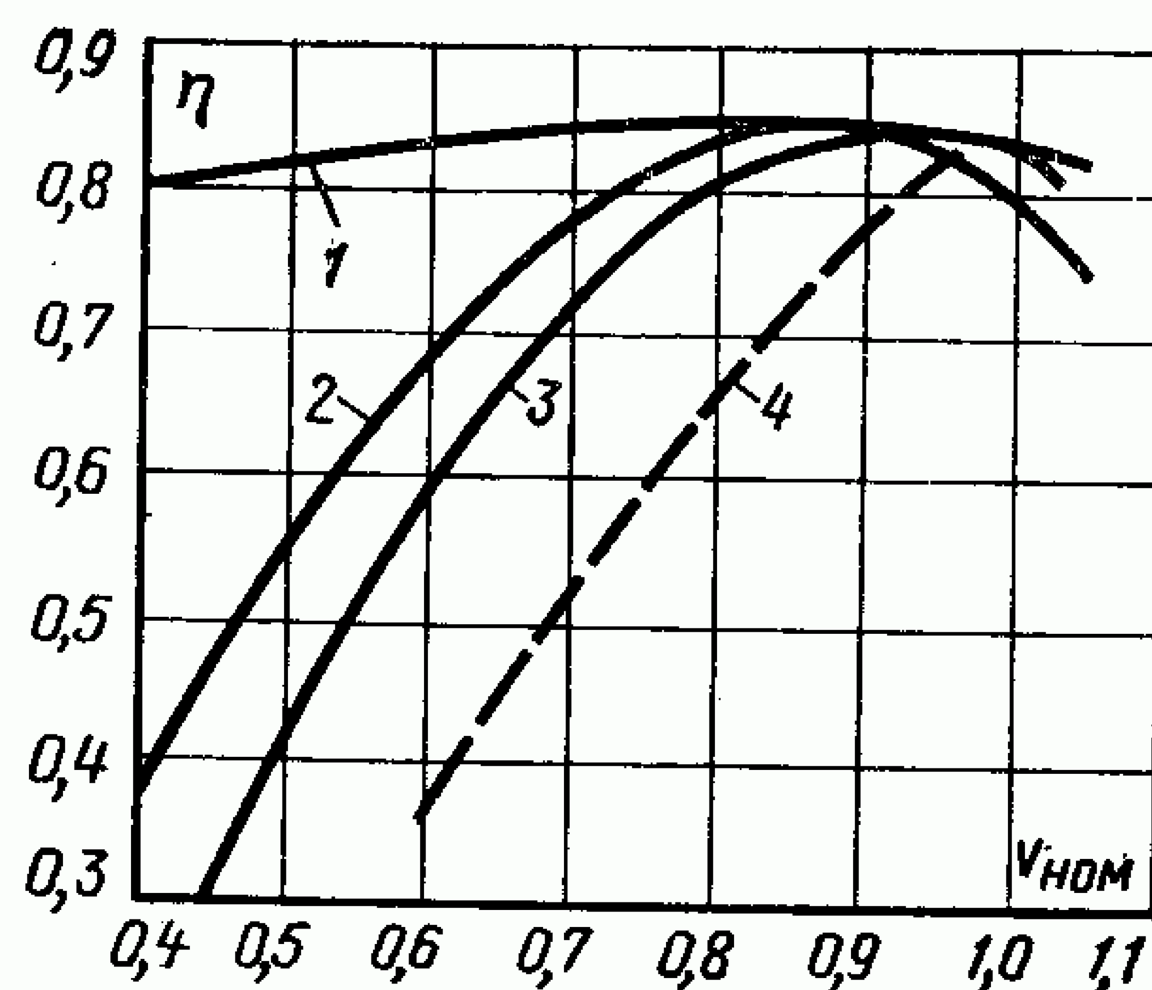


Рис. 15-16. Зависимость к. п. д. модельного осевого дутьевого вентилятора (воздуходувки) ЦКТИ для энергоблока 300 МВт при разных способах регулирования (кривые *1*, *2*, *3*) и радиального дутьевого вентилятора (кривая *4*) от подачи воздуха.

1 — регулирование изменением частоты вращения; *2* — регулирование рабочими лопатками (*n*=const); *3* — регулирование направляющими лопатками (*n*=const); *4* — изменение к. п. д. радиального дутьевого вентилятора при регулировании направляющими лопатками (*n*=const).

На рис. 15-15 показаны безразмерные характеристики радиального дутьевого вентилятора (кривые *а*) и осевого дымососа (кривые *б*) энергоблока 300 МВт с регулированием направляющими лопатками по данным испытаний. Как видно, производительность и область режимов с высоким к. п. д. значительно больше у осевой машины.

На рис. 15-16 показано изменение к. п. д. модельного осевого двухступенчатого вентилятора-воздуходувки ЦКТИ для парогенератора с наддувом энергоблока 300 МВт в зависимости от расхода воздуха при разных способах регулирования (кривые *1*—*3*), а также радиального дутьевого вентилятора с регулированием направляющими лопатками (кривая *4*). Исследование к. п. д. проводилось на экспериментальном стенде ЦКТИ.

Водоподготовка

В соответствии с НТПЭС на электростанциях без внешних потерь конденсата с начальным давлением пара примерно 9 МПа и выше применяют химическое обессоливание исходной добавочной воды, если общее содержание анионов сильных минеральных кислот ($SO_4+Cl+NO_3+NO_2$) в исходной воде меньше 7 мг-экв/кг, или ее дистилляцию в испарительной установке при более высоком содержании анионов.

При начальном давлении пара около 13,0 МПа и выше и суммарном содержании анионов сильных кислот не более 12 мг-экв/кг испарительная установка должна дополняться установкой химического обессоливания при любом типе парогенераторов.

На ТЭЦ с внешними потерями конденсата при начальном давлении пара 13,0 МПа применяют химическое обессоливание, при давлении 9 МПа — химическую очистку добавочной воды. При начальном давлении пара ниже 9 МПа применяют упрощенные методы химической очистки добавочной воды.

В качестве исходной добавочной воды рекомендуется применять воду артезианских скважин, если она не хуже воды открытого водоема. Использование воды из оборотной системы водоснабжения конденсаторов турбин допускается при соответствующем технико-экономическом обосновании.

Для конденсационных электростанций и отопительных ТЭЦ расчетный расход очищенной добавочной воды (обессоленной или дистиллята) принимают равным 2% производительности устанавливаемых парогенераторов. Предусматривается, кроме того, дополнительная производительность обессоливающей установки при прямоточных парогенераторах в следующих размерах: 50 т/ч при энергоблоках 200 и 300 МВт, 75 т/ч при 500 МВт и 125 т/ч при 800 МВт.

Для КЭС с барабанными парогенераторами дополнительную производительность обессоливающей установки принимают равной 25 т/ч. На ТЭС с мазутным топливом расчетную производительность обессоливающей установки увеличивают на 0,15 т на каждую тонну сжигаемого мазута.

Воду для испарителей подготавливают в предочистке и катионитовых фильтрах обессоливающей установки. Подпиточная вода закрытых тепловых сетей очищается посредством противоточного Na-катионирования с предочисткой.

У каждой турбины электростанции с прямоточными парогенераторами предусматривается установка для обезжелезивания и обессоливания 100% конденсата, выходящего из конденсаторов. Конденсат турбин ТЭС с барабанными парогенераторами обессоливают лишь при охлаждении конденсаторов морской водой.

Дистиллят испарителей электростанций с прямоточными парогенераторами обессоливается в конденсатоочистках турбин.

На электростанциях с прямоточными парогенераторами предусматриваются также обезжелезивание и обессоливание конденсата сетевых подогревателей и калориферов. Температура такого конденсата перед анионитовыми фильтрами не должна превышать 40°С и кратковременно 50°С. Питательную воду парогенераторов давлением 10 МПа и выше обрабатывают аммиаком и гидразингидратом.

Внутренние поверхности баков деаэрированной воды, запаса и сбора конденсата должны иметь защитные покрытия.

На ТЭС блочной структуры общий дополнительный запас обессоленной воды в баках без давления, устанавливаемых вне зданий, принимается на 40-минутный расход воды при максимальной нагрузке, но не менее 6000 м^3.

Для каждого энергоблока устанавливают один дренажный бак емкостью 15 м^3 с двумя насосами; на ТЭС неблочной структуры такой бак устанавливают на 2—3 турбины. На каждые 4—6 парогенераторов устанавливают один бак емкостью 40—60 м^3 для слива воды с одним насосом.

На электростанциях предусматриваются аппаратура, насосы, трубопроводы и т. п. для предпусковых и эксплуатационных водно-химических промывок, а также устройства для предупреждения стояночной коррозии парогенераторов, турбин и прочего оборудования и трубопроводов.

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ

ПОЛНАЯ (РАЗВЕРНУТАЯ) ТЕПЛОВАЯ СХЕМА (РТС) И ТРУБОПРОВОДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

16-1. СОСТАВ РТС

Полная (развернутая) тепловая схема (РТС) включает тепловое оборудование пароводяного тракта электростанции и объединяющие его трубопроводы с арматурой. В отличие от принципиальной тепловой схемы (ПТС) РТС включает все агрегаты электростанции или энергоблока — рабочие и резервные, трубопроводы в полном объеме, со всеми параллельными их линиями («нитками») и арматурой.

Развернутая тепловая схема составляется на основе произведенного перед этим выбора оборудования электростанции; чертеж ее дает наглядное представление о типе и числе агрегатов электростанции, о способах соединения оборудования трубопроводами, о типе и расстановке арматуры.

Чертеж РТС сопровождается спецификацией с данными о типах, числе и основных технических характеристиках оборудования. Развернутая тепловая схема и ее спецификация характеризуют уровень технического совершенства электростанции, ее тепловую экономичность и возможную надежность, вероятные режимы работы, включения и отключения элементов оборудования.

Если электростанция неблочной структуры состоит из нескольких очередей (секций), то бывает целесообразно иметь для каждой очереди (секции) отдельную развернутую тепловую схему. Однако в отдельных схемах нужно указать общие для всей электростанции линии трубопроводов: паропроводы собственных нужд, трубопроводы химически очищенной добавочной воды, трубопроводы пара для уплотнений турбины, деаэраторов, приводных турбин питательных насосов и воздуходувок и т. п.

Развернутую тепловую схему электростанции блочной структуры с одинаковыми энергоблоками выполняют для одного энергоблока, но также с указанием вспомогательных линий

трубопроводов, общих для различных энергоблоков. Если электростанция состоит из различных энергоблоков, то для каждого из них составляется своя схема, включающая дополнительно вспомогательные общестанционные линии. Для электростанции с одинаковыми или различными энергоблоками целесообразно иметь и общую, несколько упрощенную схему всей электростанции.

Развернутая тепловая схема включает следующее оборудование и трубопроводы.

Турбоагрегаты — паровые турбины, конденсаторы, электрогенераторы.

Парогенераторы. Прямоточные парогенераторы показывают в развернутом виде, включая экономайзерную, испарительную (при докритическом давлении) и пароперегревательную часть; встроенные сепараторы; насосы рециркуляции (если имеются); арматуру (разделительные, переключающие задвижки) и др.

Теплообменники — подогреватели регенеративные и сетевые; испарители и паропреобразователи (если они имеются); деаэраторы с баками; вспомогательные подогреватели и охладители пара из уплотнений и эжекторов; масло- и газоохладители и др.

Насосы — питательные, испарителей, паропреобразователей, конденсатные турбин и сетевых подогревателей; бустерные; дренажные.

Приводные турбины — питательных насосов, воздуходувок и др.

Пиковые водогрейные котлы (на ТЭЦ).

Баки — чистого и загрязненного конденсата, добавочной обессоленной воды; дренажные, сливные и др.

Установки химического обессоливания — добавочной воды, конденсата турбин и др.

Трубопроводы — паропроводы свежего пара от парогенераторов к турбинам; пара промежуточного перегрева: питательные и конденсатные, а также паропроводы регенеративных отборов, конденсатопроводы; вспомогательные трубопроводы собственного расхода, дренажные, добавочной (подпиточной) воды; трубопроводы охлаждающей воды конденсаторов турбин, масло-, газо- и воздухоохладителей.

На ТЭЦ должны быть показаны линии отвода пара и горячей (сетевой) воды потребителям, линии обратного конденсата и обратной сетевой воды.

Пусковые устройства — обводные БРОУ и РОУ; сепараторы (встроенные, выносные); растопочные расширители; насосы рециркуляции и др.; соответствующие трубопроводы с арматурой. Независимо от включения пусковых устройств в РТС в сложных случаях выполняют отдельно пусковую схему энергоблока.

Арматура, входящая в систему трубопроводов: запорная; регулирующая; защитная (предохранительная); дросселирующая (редукционно-охладительные установки); обводная и др.

У линий главных трубопроводов на чертеже РТС указывают наружный диаметр трубопровода и толщину его стенки. Развернутая тепловая схема входит в состав технической документации проектируемой и действующей электростанции. На основе РТС выполняют мнемонические схемы для щитов управления электростанций и их энергоблоков.

16-2. ПРИМЕРЫ ПОЛНОЙ (РАЗВЕРНУТОЙ) ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Конденсационные энергоблоки

Энергоблок 300 МВт

Полная тепловая схема моноблока с турбиной К-300-240-1, с прямоточным парогенератором ЗиО П-59 на подмосковном буром угле паропроизводительностью 960 т/ч с параметрами примерно 25 МПа, 545/545°С показана на рис. 16-1. Параметры пара перед турбиной примерно 23,5 МПа, 540/540°С при номинальном его расходе 930 т/ч. На схеме показаны также конденсатор, конденсатные насосы I и II ступеней; блочная обессоливающая установка всего конденсата; четыре ПНД; деаэратор питательной воды с одной деаэрационной колонкой около 0,69 МПа и с баком 120 м^3; основной питательный насос с турбоприводом с противодавлением и пускорезервный электрический питательный насос на 50% номинального расхода питательной воды; два предвключенных бустерных насоса — один на общем валу с основным питательным насосом, другой — с электроприводом; три ПВД. Предусмотрена «холодная» линия питательной воды для группового обвода всех ПВД, а также две линии обвода системы автоматической защиты ПВД. Предусматривается обвод каждого ПНД или всех вместе с подачей конденсата непосредственно в деаэратор. Кроме того, в схеме показаны калориферы для предварительного подогрева воздуха, поступающего в парогенераторы, паром из противодавления питательного турбонасоса; БРОУ 25/0,59 МПа, 300 т/ч для пуска и сброса пара в конденсатор; РОУ 23,5/3,9 МПа, 150 т/ч для прогрева паропроводов промежуточного перегрева; РОУ 1,04/0,59 МПа, 20 т/ч собственного расхода; маслоохладители и газоохладители генератора; расширители дренажей высокого и низкого давления; баки чистого и загрязненного конденсата с трубопроводами и арматурой. Имеются общие связи с другими энергоблоками по пару СН 0,59 и 1,27 МПа, по химобессоленной

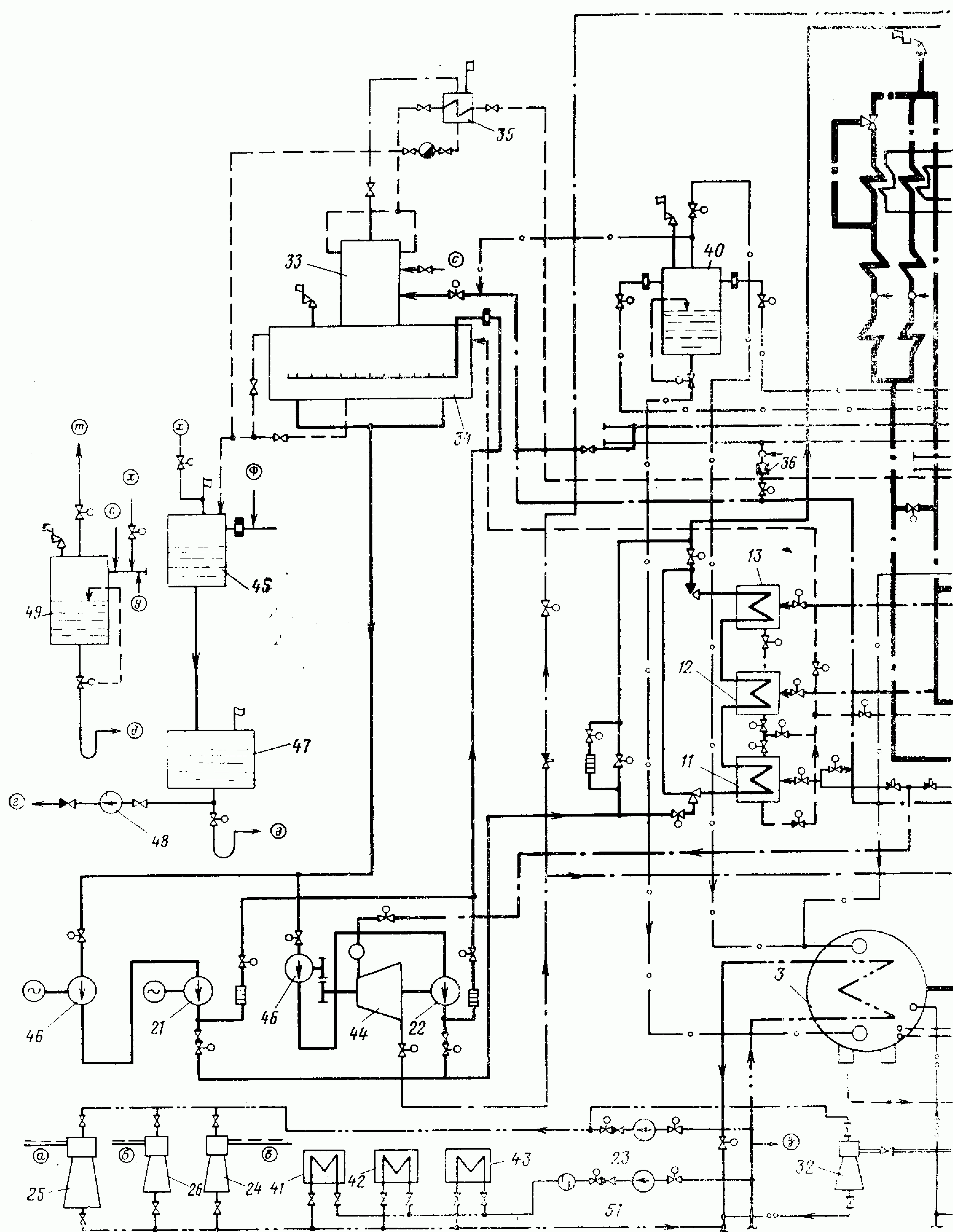


Рис. 16-1. Полная (развернутая) тепловая

1 — парогенератор П-59; *2* — паровая турбина ЛМЗ К-300-240; *3* — конденсатор; *4* — генератор; *5* — возбудитель; *6* — газоохладитель
17 — охладитель дренажа; *18*, *19* — конденсатные насосы I и II ступеней; *20* — сливной насос ПНД; *21* — питательный электронасос;
основной и отсоса уплотнений; *27* — расширительный бак ПНД; *28* — бак системы охлаждения генератора; *29* — подъемный насос
35 — деаэраторная колонка, деаэраторный бак и охладитель выпара деаэратора 0,69 МПа; *36* — РОУ собственного расхода;
топочный сепаратор; *41*, *42* — охладители масла и огнестойкой жидкости; *43* — маслоохладитель агрегата маслоснабжения генера
48 — дренажный насос; *49* — расширитель дренажей в. д.; *50* — калориферы подогрева воздуха; *51* — насос охлаждающей воды тепло
ляционных водопроводов; *г* — сброс в циркуляционный канал; *д* — в конденсатор турбины; *е* — конденсат греющего пара калори
собственного расхода на пневмозолоудаление, на размораживающее устройство, на мазутные форсунки; *о* — обогрев шпилек и
ков клапанов турбины; *т* — пар в верхнюю часть конденсатора; *у* — дренаж трубопроводов острого

Примечание. На рис. 16-1—16-3 некоторые элементы вспомогательного оборудования показаны сокращенно в одном

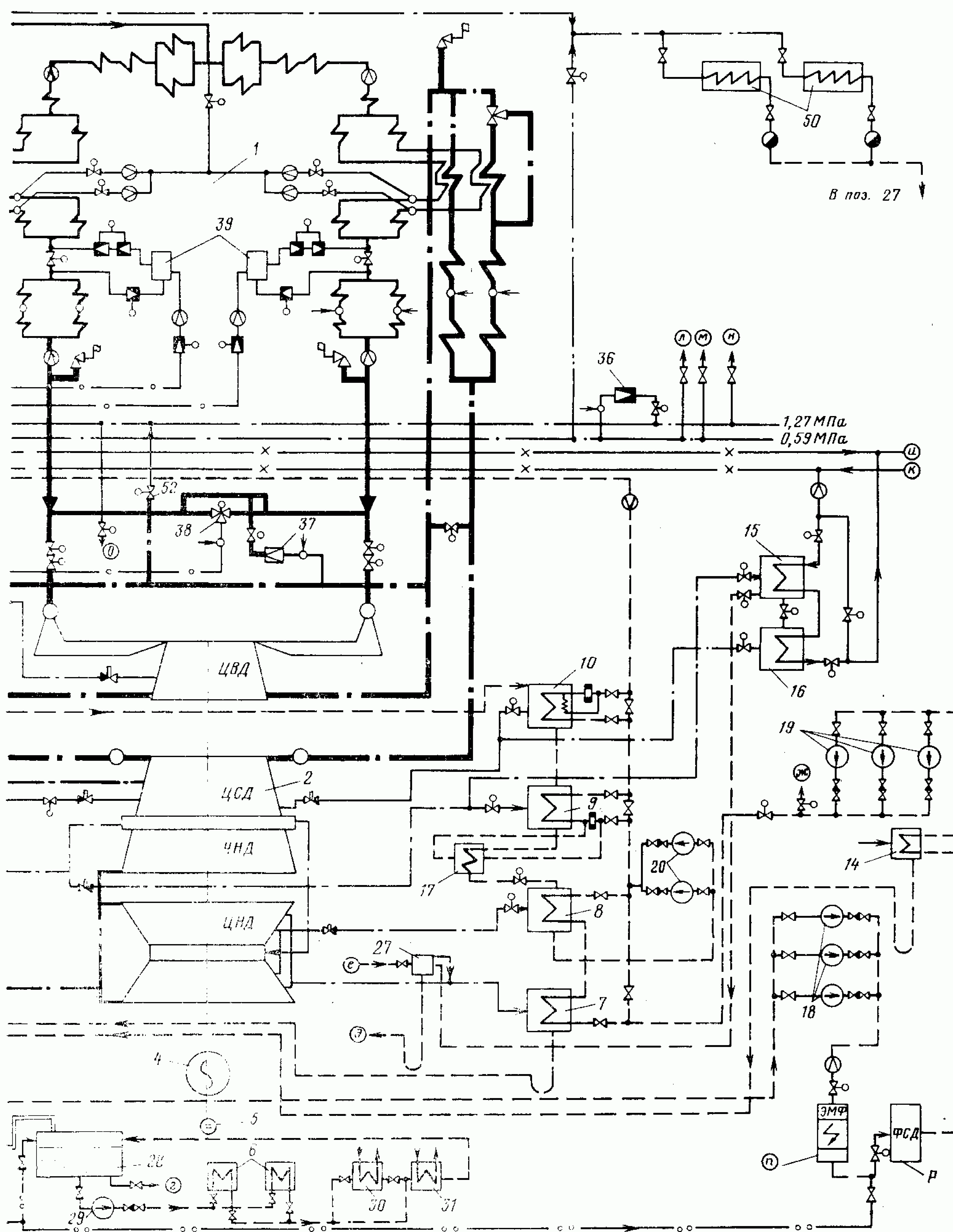


схема энергоблока 300 МВт.

генератора; *7—10* — ПНД; *11—13* — ПВД; *14* — охладитель пара уплотнений; *15, 16* — основной и пиковый сетевые подогреватели; *22* — питательный турбонасос; *23* — насос водоструйных эжекторов; *24, 25, 26* — водоструйный эжектор циркуляционной системы, газоохладителей; *30, 31* — охладители воды для газоохладителей; *32* — водоструйный эжектор системы охлаждения генератора; *33, 34, 37* — РОУ прогрева системы промежуточного перегрева пара 150 т/ч; *38* — БРОУ свежего пара; *39* — встроенный сепаратор; *40* — растора; *44* — приводная турбина питательного насоса; *45* — расширитель дренажей н. д.; *46* — бустерный насос; *47* — дренажный бак; обменников для масла и газа; *52* — РОУ; *а, б, в* — отсосы паровоздушной смеси из конденсатора, охладителя уплотнений и циркуферов; *ж* — рециркуляция конденсата в конденсатор; *з* — сырая вода в ХВО; *и, к* — прямая и обратная сетевая вода; *л, м, н* — пар фланцев ЦВД; *п, р* — электромагнитные фильтры и фильтры смешанного действия конденсатоочистки энергоблока; *с* — пар от штопара; *ф* — дренаж низкого давления; *х* — впрыск от конденсатных насосов.

экземпляре.

Рис. 16-2. Полная (развернутая) тепловая

1 — парогенератор ТГМП-204; *2* — паровая турбина ЛМЗ К-800-240-2; *3* — конденсатор; *4* — электрогенератор; *5* — питательный турбо
8 — охладитель пара уплотнений; *9* — буферная емкость контактных ПНД; *10*, *11* — контактные ПНД *8* и *7*; *12*, *13* — поверхностные
0,69 МПа; *17*—*19* — ПВД; *20* — охладитель конденсата статора генератора; *21* — насос водоструйных эжекторов; *22*, *23* — водоструйные
питания деаэратора; *26* — растопочный расширитель; *27* — пускосбросное устройство свежего пара; *28*, *29* — конденсатные насосы I и
действия и электромагнитный фильтр блочной обессоливающей установки; *35*, *36* — расширительные баки; *37* — конденсатный насос
магистраль; *а* — пар в конденсатор турбины; *б* — конденсат греющего пара сетевых подогревателей; *в* — конденсат греющего пара
собственный расход ГРЭС; *з* — пар на мазутное хозяйство; *и* — пар на калориферы; *к* — пар на турбопривод воздуходувки; *л* — ре
впрыск и впрыски в первичный ПП; *о* — сброс воды в циркуляционные

схема энергоблока 800 МВт.

насос с бустерным насосом на общем валу; *6* — приводная турбина питательного насоса; *7* — конденсатор приводной турбины; ПНД *6* и *5*; *14* — насос рециркуляции среды парогенератора; *15*, *16* — аккумуляторный бак и деаэрационная колонка деаэратора эжекторы основной и циркуляционной системы; *24* — коллектор подачи пара к турбоприводам питательных насосов; *25* — коллектор II ступени; *30*, *31* — РОУ собственного расхода; *32* — пускосбросное устройство собственного расхода; *33*, *34* — фильтр смешанного приводной турбины питательного насоса; *38* — паровой коллектор собственного расхода энергоблоков; *39* — общестанционная паровая калориферов; *г*, *д* — подвод пара на основной и пиковый сетевые подогреватели; *е* — пар от штоков клапанов турбины; *ж* — пар на циркуляция конденсата; *м* — впрыски воды в промперегреватель и пускосбросное устройство собственного расхода; *н* — пусковой водоводы; *п* — в выносной расширитель.

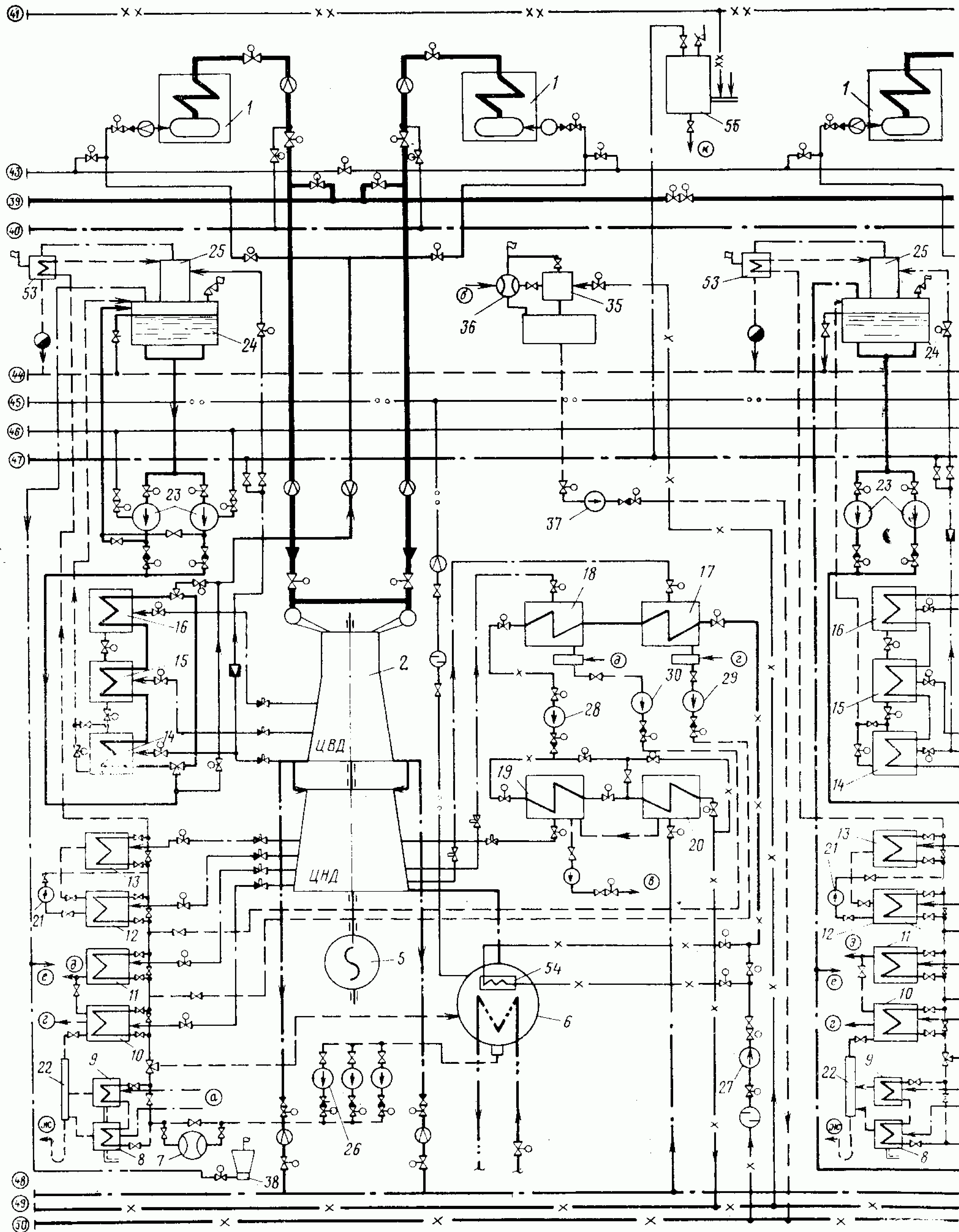


Рис. 16-3. Полная тепловая схема

1 — парогенератор ТП-400; *2* — паровая турбина ПТ-135/165-130/15; *3* — паровая турбина Т-175/210-130; *4* — паровая турбина Р-100-130/15;
10—*13* — ПНД; *14*—*16* — ПВД; *17*, *18* — нижняя и верхняя ступень сетевых подогревателей *19*, *20* — пиковые сетевые подогреватели;
ная колонка деаэратора питательной воды 0,59 МПа; *26* — конденсатные насосы турбин ПТ и Т: *27*, *28* — сетевые насосы I и II сту-
ного деаэратора 0,118 МПа; *33* — подогреватель подпиточной воды; *34* — пиковые водогрейные котлы ПТВМ-180; *35* — вакуумный
конденсаторов; *39*, *40* — главный и вспомогательный паровые коллекторы; *41* — коллектор непрерывной продувки парогенераторов;
слива и перелива воды; *45* — коллектор обессоленной воды; *46* — коллектор воды от промежуточных ступеней питательных насосов;
торы прямой и обратной сетевой воды; *51* — растопочное РОУ 13,7/1,47 МПа; *52* — БРОУ 13,7/1,47 МПа технологического пара;
пар из уплотнений турбины; *б* — химически очищенная вода; *в* — в деаэратор питательной воды; *г*, *д* — конденсат из ПНД *6* и *7*
з — обратный конденсат с производства; *и* — пар из деаэратора питательной воды;

промышленно-отопительной теплоэлектроцентрали.

5 — генератор; 6 — конденсатор; 7 — охладители основного и пускового эжекторов; 8 и 9 — охладитель и подогреватель уплотнений; 21 — сливной насос ПНД; 22 — расширитель дренажей; 23 — питательные электронасосы; 24, 25—аккумуляторный бак и деаэрационпени; 29, 30 — сливные насосы дренажей сетевых подогревателей; 31, 32 — аккумуляторный бак и деаэрационная колонка атмосфердеаэратор подпитки теплосети; 36 — эжектор отсоса вакуумного деаэратора; 37 — перекачивающий насос; 38 — основные эжекторы 42 — перекачивающий насос атмосферного деаэратора; 43 — горячая перемычка питательной воды высокого давления; 44 — коллектор 47 — паровой коллектор среднего давления 0,59 МПа; 48 — коллектор технологического пара на производство 1,47 МПа; 49, 50 — коллек-53 — охладитель выпара деаэраторов; 54 — «встроенный» теплофикационный пучок; 55 — расширитель непрерывной продувки; а — в линии конденсата из сетевых подогревателей нижней и верхней ступени; е — пар на уплотнения; ж — в конденсатор турбины; к — в охладитель продувки и в бак низких точек.

Таблица 16-1

Наименование трубопроводов	Расход среды, т/ч	Параметры среды		Число ниток	Наружный диаметр×толщина стенки, мм
		Давление, МПа	Температура, °C		
Паропровод свежего пара к турбине	930	25	545	2	325×60
Паропровод холодного пара промежуточного перегрева	763	3,92	300	2	530×15
Паропровод горячего пара промежуточного перегрева	763	3,73	545	2	630×25
Напорный питательный трубопровод после ПВД	990	33	270	1	377×45

и сетевой воде, по подводу пара к деаэраторам при пусках и др.

Основные данные по главным трубопроводам приведены в табл. 16-1.

Энергоблок 800 МВт

На рис. 16-2 показана полная тепловая схема моноблока на газе и мазуте с одновальной турбиной ЛМЗ К-800-240-2 с номинальным расходом 2400 т/ч пара, 23,5 МПа, 540/540°C, с парогенератором ТГМП-204 паропроизводительностью 2600 т/ч, 25 МПа, 545/545°C. В схеме энергоблока показаны также: продольно расположенный конденсатор с перегородкой по пару для двухступенчатой конденсации пара; по два конденсатных насоса I и II ступеней; установка обессоливания всего конденсата, включающая электромагнитные фильтры и фильтры смешанного действия; два ПНД контактного типа с буферной емкостью; два ПНД поверхностного типа; деаэратор с горизонтальной двухпоточной деаэрационной колонкой 2800 т/ч, 0,69 МПа, с баком 300 м³; два бустерных и два питательных насоса, совмещенных на общем валу с двумя конденсационными приводными турбинами мощностью по 17 МВт, имеющими свои конденсаторы и конденсатные насосы; три ПВД. Кроме того, в схему включены: пуско-сбросное устройство (ПСБУ) на 375 т/ч свежего пара; ПСБУ собственного расхода 375 т/ч для резервирования подачи пара к турбинам питательных насосов и деаэраторам; две РОУ собственного расхода 100 т/ч на давление 3,9/1,28 МПа и 100 т/ч на давление 1,57/1,08 МПа. Парогенераторная установка имеет насосы рециркуляции среды, встроенные сепараторы и выносной растопочный расширитель, паровые калориферы для подогрева воздуха. Предусматриваются два сетевых подогревателя для отопления помещения электростанции ГРЭС и жилпоселка, баки запасного конденсата и другое вспомогательное оборудование.

Пар подводится к ЦВД турбины по двум паропроводам размером 465×75 мм. Из ЦВД турбины пар направляется по двум паропроводам 820×22 мм на промежуточный перегрев и возвращается в ЦСД турбины по двум паропроводам 930×32 мм. Питательная вода после ПВД подается к парогенератору по трубопроводу 630×75 мм.

Предусмотрены «холодные» линии питательной воды для группового обвода всех ПВД, а также линия обвода системы автоматической защиты ПВД. Имеется обвод ПНД поверхностного типа линией основного конденсата. Данный энергоблок связан с другими энергоблоками электростанции линиями пара СН 1,07 и 1,27 МПа, питания деаэратора и обессоленной воды.

Теплоэлектроцентраль промышленно-отопительного типа

На рис. 16-3 показана полная тепловая схема ТЭЦ с турбоустановками ПТ-135/165-130/15, Т-175/210-130 и Р-100-130/15 с параметрами пара 12,75 МПа, 555°C. Расход пара на каждую турбину до 760 т/ч. Шесть барабанных парогенераторов типа ТП производительностью 400 т/ч с параметрами пара 13,7 МПа и 560°C на газомазутном топливе подключены попарно паропроводами диаметром 350 мм к турбинам и к общестанционному паровому коллектору 300 мм (по секционной схеме). В состав турбоустановок типа Т и ПТ входят: конденсатор с встроенным теплофикационным пучком, три конденсатных насоса, охладители пара из эжекторов, подогреватель уплотнений, четыре ПНД и три ПВД. В состав турбоустановки типа Р входят три ПВД, охладители пара уплотнений, подогреватель подпиточной воды, атмосферный деаэратор 0,118 МПа, куда поступают подпиточная вода и обратный конденсат технологического пара ($t=70\div90$°C). Насосы и деаэраторы 0,59 МПа питательной воды объединены общестанционными магистралями подвода и отвода воды, дренажей и греющего пара. Предусмотрена «холодная» линия питательной воды для группового обвода всех ПВД в турбоустановках типа ПТ, Т и Р, а также по две линии обвода системы автоматической защиты ПВД.

Имеются линии основного конденсата для группового обвода ПНД *1* и *2* и индивидуального обвода ПНД *3* и *4*.

От турбин типа Р и ПТ технологический пар 1,47 МПа отводится к потребителям через общую магистраль. Обратная сетевая вода из отопления подается сетевыми насосами I сту-

пени через теплофикационный пучок конденсатора, нижнюю и верхнюю ступени сетевой подогревательной установки. Сетевыми насосами II ступени эта вода подается через пиковые водогрейные котлы ПТВМ-180 на отопление. В турбоустановке типа ПТ последней ступенью подогрева воды для технологических нужд производства служат пиковые сетевые подогреватели. Химически очищенная вода для подпитки тепловой сети подается в вакуумный деаэратор ($p=0{,}02\div0{,}05$ МПа), где греющей средой служит горячая сетевая вода.

На ТЭЦ имеются БРОУ 13,7/1,47 МПа, 250 т/ч технологического пара и растопочное РОУ 13,7/1,47 МПа, 150 т/ч, а также расширители дренажей высокого и низкого давления, баки запасного конденсата. Из барабанов парогенераторов предусмотрена непрерывная и периодическая продувка в расширители. Пар из расширителя непрерывной продувки поступает в общестанционный коллектор 0,59 МПа.

В приведенных примерах полных тепловых схем электростанций для упрощения показаны не все вспомогательные установки и трубопроводы.

16-3. ТРУБОПРОВОДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Общие сведения

Трубопроводы, объединяющие тепловое оборудование, образуют важную часть электростанции. От их исправности зависит надежность действия электростанции.

Система трубопроводов включает: трубы, соединительные (фланцы и др.) и фасонные части (колена, отводы, тройники, крестовины, переходы и др.); компенсаторы тепловых удлинений; арматуру отключающую, регулирующую и предохранительную (защитную) с приводными устройствами; различные крепления — опоры неподвижные и подвижные, подвески; тепловую изоляцию и покрытия.

По виду протекающей среды трубопроводы разделяются на паропроводы и водопроводы; воздухопроводы (воздуховоды) и газопроводы (газоходы); мазутопроводы и маслопроводы; пылепроводы и др. Здесь рассматриваются преимущественно трубопроводы пара и воды.

К паропроводам относятся: трубопроводы свежего пара от парогенераторов к турбинам; пара промежуточного перегрева — от турбин к парогенераторам («холодные» линии) и от парогенераторов к турбинам («горячие» линии); трубопроводы отборов пара из турбин на регенеративные подогреватели и другие теплообменники; паропроводы приводных турбин вспомогательных машин (питательных насосов, воздуходувок парогенераторов под наддувом); трубопроводы протечек пара из уплотнений турбин; паропроводы мазутного хозяйства, собственного расхода, электростанции, редукционно-охладительных установок и др.

К *водопроводам* относятся: питательные трубопроводы парогенераторов и других теплообменников (испарителей, паропреобразователей); трубопроводы основного конденсата турбин и конденсата греющего пара теплообменников; трубопроводы охлаждающей воды конденсаторов турбин, масло- и газоохладителей турбоагрегатов, сетевой воды; различные дренажные и сливные трубопроводы и др.

Стоимость трубопроводов составляет ощутимую долю стоимости электростанции; монтаж трубопроводов весьма трудоемкий.

Наиболее ответственными и дорогими являются так называемые «главные» трубопроводы, в которые входят прежде всего трубопроводы свежего пара от парогенераторов к турбинам, пара промежуточного перегрева («холодные» и «горячие» линии); трубопроводы питательной воды и основного конденсата турбин; трубопроводы пара и подогретой воды для внешних потребителей.

В зависимости от вида и параметров протекающей среды трубопроводы в соответствии с нормами (правилами) Государственного технического надзора разделяют на несколько категорий. Первая и вторая категории включают трубопроводы с более высокими параметрами среды, третья и четвертая — с относительно невысокими параметрами среды (табл. 16-2). Трубопроводы различных категорий изготовляют из сталей различных классов: аустенитных высоколегированных (хромоникелевых); ферритно-перлитных (хромистых); перлитных низколегированных (хромомолибденовых, хромомолибденованадиевых); углеродистых — стали 20 и 10 (табл. 16-3 и 16-4). Легированные добавки в аустенитных сталях составляют до 30% их массы, в хромистых — 10—12%, в перлитных — около 2—4%.

Трубопровод (включая арматуру и соединительные части), изготовленный для определенных рабочих параметров (температуры и давления), можно использовать при более высокой температуре, но при пониженном давлении. Рабочее давление трубопровода при температуре не выше 200°C называют *условным давлением*. Допускаемое повышение температуры при соответствующем снижении рабочего давления зависит от марки стали. Трубопровод вместе с арматурой испытывается гидравлически при пробном давлении $p_{пр}=1{,}25p_{раб}$, где $p_{раб}$ — допустимое рабочее давление трубопровода.

Физические свойства сталей разных классов, как-то: коэффициенты линейного удлине-

ния, теплопроводность и др. — различны. Различные значения, например, коэффициентов линейного удлинения необходимо учитывать при сопряжении элементов трубопроводов, изготовленных из сталей разных классов.

Таблица 16-2

Категория	Среда	Рабочие параметры среды	
		Температура, °С	Давление (избыточное), МПа
1	а — перегретый пар	Выше 580	Не ограничено
	б — перегретый пар	Выше 540 до 580 (включительно)	То же
	в — перегретый пар	Выше 450 до 540 (включительно)	» »
	г — перегретый пар	До 450 (включительно)	Более 3,9
	д — горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	Более 8,0
2	а — перегретый пар	Выше 350 до 450 (включительно)	До 3,9 (включительно)
	б — перегретый пар	До 350 (включительно)	Более 2,2 до 3,9 (включительно)
	в — горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	Более 3,9 до 8,0 (включительно)
3	а — перегретый пар	Выше 250 до 350 (включительно)	До 2,2 (включительно)
	б — перегретый пар	До 250 (включительно)	Более 1,6 до 2,2 (включительно)
	в — горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	Более 1,6 до 3,9 (включительно)
4	а — перегретый, насыщенный пар	Выше 115 до 250 (включительно)	Более 0,07 до 1,6 (включительно)
	б — горячая вода	Выше 115	До 1,6 (включительно)

Для пропуска определенного количества среды с заданными параметрами необходимо иметь соответствующие значения сечения и внутреннего диаметра трубы. Приближенное, округленное значение внутреннего диаметра, используемое при предварительном подборе проходного сечения труб, называют *условным проходом трубы* $d_у$. Условные проходы (диаметры) труб $d_у$ от 10 до 25 мм кратны 5; от 40 до 80 мм кратны 10; от 100 до 375 мм кратны 25; от 400 до 1400 мм кратны 100; кроме того, применяют условные проходы 32 и 450 мм.

Таблица 16-3

Предельные параметры среды		Марка стали	Назначение
Температура, °С	Давление условное, МПа		
425	~4,0	Ст10; Ст20	
450	Не ограничено	Ст20	Трубы бесшовные для пара и воды высоких параметров
450		15ГС	
530		12МХ	
550		15ХМ	
570		12Х1МФ	
575		15Х1М1Ф	
580		1Х11В2МФ (ЭИ-756)	
610		Х18Н12Т	

Таблица 16-4

Предельная температура среды, °С	Марка стали	Назначение
565	2Х12ВМБФР (ЭИ993)	Для крепежных деталей (болтов, шпилек и гаек) при высоких температурах (давление не ограничено)
580	20ХМФБР (ЭП44)	
580	20Х1М1Ф1ТР (ЭП182)	
650	ХН35 ВТ (ЭИ612)	

Трубы изготовляют по сортаменту, исходя из определенного значения наружного диаметра $d_н = d_в + 2s$, где $d_в$ — внутренний диаметр; s — толщина стенки, определяемая расчетом прочности трубопровода.

При толщине стенки трубопровода для пара высоких параметров до 40 мм применяют горячекатаные трубы из кованой заготовки; при большей толщине стенки (40—70 мм) трубы изготовляют из кованой и сверленой заготовки с последующей горячей прокаткой.

Длина отдельных труб из углеродистых и слаболегированных сталей — от 3 до 12 м, из высоколегированных сталей — от 3 до 9 м; отдельные трубы между собой, а также трубы с арматурой, с фасонными частями и патрубками на оборудовании соединяют сваркой; фланцевые соединения применяют в виде исключения, для присоединения дроссельных диафрагм (шайб) расходомеров и т. п.

Технический расчет трубопроводов

Расчет трубопроводов имеет целью определение внутреннего $d_в$ и наружного $d_н$ его диаметра, толщины стенки s, потери давления Δp; при этом выбирают класс и марку стали, устанавливают трассу трубопровода, проверяют напряжения в металле, обусловливаемые внутренним давлением среды, внешними силами, а также термические напряжения. В соответствии со сказанным расчет трубопроводов делят на гидравлический, которым определяют диаметры трубопровода и потерю давления в нем, и механический (расчет прочности), которым определяют толщину стенки и напряжения в металле труб. Расчет прочности включает расчет самокомпенсации трубопроводов.

Внутренний диаметр трубопровода определяют первоначально *по уравнению непрерывности* (сплошности) потока пара или воды, протекающего по сечению трубопровода f, м²:

$$f = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{V}{c} = \frac{Dv}{c}, \qquad (16\text{-}1)$$

где $d_р$ — «расчетный» внутренний диаметр трубопровода, м; V — объемный пропуск среды, м³/с; D — массовый пропуск среды, кг/с; v — удельный объем среды, м³/кг; c — скорость потока, м/с; отсюда

$$d_p = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{Dv}{c}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{Dv}{c}}; \qquad (16\text{-}2)$$

если D выражено в кг/ч, получим:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Dv}{\pi 3600 c}} \approx 0{,}0188\sqrt{\frac{Dv}{c}};$$

если D выражено в т/ч, то

$$d_p = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{D10^3 v}{3600c}} \approx 0{,}595\sqrt{\frac{Dv}{c}}; \qquad (16\text{-}2а)$$

если диаметр трубопровода $d_р$ выразить в см при D, выраженном в кг/ч, то получим:

$$d_p \approx 1{,}88\sqrt{\frac{Dv}{c}}. \qquad (16\text{-}2б)$$

Наружный диаметр трубопровода $d_н = d_в + 2s$; при изготовлении трубопровода определенного наружного диаметра *расчетным внутренним диаметром* $d_р$, м, называют

$$d_p = d_н - s\left(2 + \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{100}\right),$$

где $\Delta_1 > 0$ и $\Delta_2 < 0$ — положительный и отрицательный допуски к толщине стенки, %.

При одинаковом абсолютном их значении (трубы катаные, сверленые, сварные) $\Delta_1 + \Delta_2 = 0$ и тогда расчетный и внутренний диаметры трубопровода совпадают:

$$d_p = d_в - \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{100} \approx d_в.$$

Для определения $d_р$ и $d_в$ предварительно выбирают рекомендуемые (технически допускаемые и экономически целесообразные) значения скоростей среды в следующих пределах (табл. 16-5).

По известным значениям внутреннего диаметра $d_в$, м, и массового расхода D, т/ч, определяют скорость среды:

$$c = \frac{4}{\pi}\frac{10^3}{3600}\frac{Dv}{d_в^2} \approx 0{,}354\frac{Dv}{d_в^2}. \qquad (16\text{-}3)$$

Пропускная способность трубопровода определенного диаметра зависит существенно от вида среды, ее параметров, принятой скорости.

Таблица 16-5

Среда	Скорость c, м/с
Паропроводы	
Перегретый пар	
Свежий пар от парогенераторов к турбинам:	
докритических параметров	50—70
сверхкритических параметров	40—60
Пар промежуточного перегрева:	
„горячий" (после промежуточного перегрева)	50—70
„холодный" (перед промежуточным перегревом)	30—50
Пар к периодически действующим РОУ и БРОУ, предохранительным клапанам, выхлопным линиям	80—100
Насыщенный пар	20—40
Водопроводы	
Напорные (под давлением, создаваемым насосами):	
питательная вода парогенераторов	4,0—6,0
конденсат турбин	2,5—4,0
„Всасывающие" (приемные):	
вода, подводимая к насосам	0,5—1,5
свободный слив, перелив и т. п.	1—2
Сжатый воздух, газы	10—20
Вязкие вещества (масло, мазут и др.)	1—3

Из формулы (16-3) получаем:

$$D = 0{,}9\pi\frac{cd_в^2}{v} \approx 2{,}82\frac{cd_в^2}{v}. \qquad (16\text{-}3а)$$

Так, трубопровод с условным проходом 325 мм при скорости пара 50 м/с в зависимости от его давления p, МПа, и температуры, °С, имеет следующую ориентировочную пропускную способность:

Давление, МПа	Температура, °С	Удельный объем, м³/кг	Пропускная способность, т/ч
24,6	565	0,0135	1100
13,3	570	0,0272	550
3,44	450	0,0938	160
1,28	290	0,1970	75
0,689	260	0,350	45
0,246	130	0,739	20
0,118	110	1,480	10
Для воды при скорости 3 м/с получим соответственно:			
29,5	270	0,00125	715
17,7	240	0,00121	740
0,69	160	0,00110	810

Потери давления в трубопроводах, МПа,

$$\Delta p = \left(\zeta_{тр}\frac{L}{d_p} + \Sigma\zeta_м\right)\frac{c^2}{2v}10^{-6}, \qquad (16\text{-}4)$$

где $\zeta_{тр}$ и $\zeta_м$ — соответственно коэффициенты сопротивления прямых труб и местные (арматура, фасонные части и т. п.); L — общая длина прямых труб, м.

Определение толщины стенки. Толщину стенки трубопровода, мм, определяют по формуле

$$s=\frac{p}{2\varphi\sigma_{доп}+p}d_н+c, \qquad (16\text{-}5)$$

где p — давление среды, протекающей внутри трубопровода, МПа; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение в металле трубопровода, МПа; $d_н$ — наружный диаметр трубопровода, мм; φ — коэффициент прочности, учитывающий класс и марку стали, наличие и вид сварных швов; c — прибавка к расчетной толщине стенки, мм. Допускаемое напряжение

$$\sigma_{доп}=\eta\sigma^*_{доп};$$

для трубопроводов $\eta=1$ (для обогреваемых барабанов и камер парогенератора $\eta=0{,}9$); при выборе номинального допускаемого напряжения $\sigma^*_{доп}$ расчетную температуру стенки трубопроводов принимают равной наивысшей температуре протекающей среды.

Коэффициент прочности $\varphi=1{,}0$ для труб бесшовных, с поперечным сварным швом, а также с продольным сварным швом для труб из углеродистой, низколегированной хромомолибденовой и марганцовистой стали и из аустенитной стали; $\varphi=0{,}8$ для труб из хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали.

Для стыковых сварных соединений деталей трубопровода из углеродистой и низколегированной стали $\varphi=0{,}7\div0{,}85$ в зависимости от способа сварки.

Прибавка к расчетной толщине стенки

$$c=a(s-c)$$

или

$$c=\frac{a}{1+a}s$$

и

$$s-c=\frac{1}{1+a}s.$$

Значение a для прямых труб в зависимости от отрицательного допуска к толщине стенки s в пределах от 15 до 5% изменяется от 0,18 до 0,05, при этом

$$c=\frac{0{,}18}{1{,}18}s\approx0{,}153s$$

и

$$c=\frac{0{,}05}{1{,}05}\approx0{,}0476s;\ \text{ в среднем } c\approx0{,}1s.$$

Для гнутых труб в зависимости от отрицательного допуска к толщине стенки от 15% до 0 и относительного радиуса изгиба трубы $R/d_н$, а именно

$$1{,}9\leqslant\frac{R}{d_н}\leqslant3{,}5,$$

значение a изменяется в пределах от 0,20 до 0,03.

Формула (16-5) правильна при условии

$$\frac{s-c}{d_н}=\frac{p}{2\varphi\sigma_{доп}+p}\leqslant0{,}25.$$

Прибавка c должна быть не менее 0,5 мм. Минимальная толщина стенки s в зависимости от наружного диаметра трубопровода такова:

$d_н$, мм . . .	≤38	≤51	≤70	≤90	≤108
s, мм . . .	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5

Определение напряжений в металле трубопровода

На металл трубопровода при установившемся режиме течения среды действуют различные усилия, вызывающие соответствующие напряжения. Внутреннее давление среды обусловливает «приведенное» напряжение $\sigma_{пр}$, МПа, определяемое из формулы (16-5), в которой принимают известными значения p, $d_н$, s, c и φ:

$$\sigma_{пр}=\frac{p\,[d_н-(s-c)]}{2\varphi\,(s-c)}. \qquad (16\text{-}6)$$

Внешняя продольная растягивающая или сжимающая сила $P_{вн}$ вызывает напряжение растяжения или сжатия

$$\sigma_р=\frac{P_{вн}}{f}, \qquad (16\text{-}7)$$

где f — площадь кольцевого сечения трубы, м².

Напряжение изгиба от внешнего изгибающего момента пары сил $M_и^{вн}$, МН·м, действующих в плоскости продольной оси трубопровода, МПа,

$$\sigma_и=\frac{M_и^{вн}}{\varphi_и W}, \qquad (16\text{-}8)$$

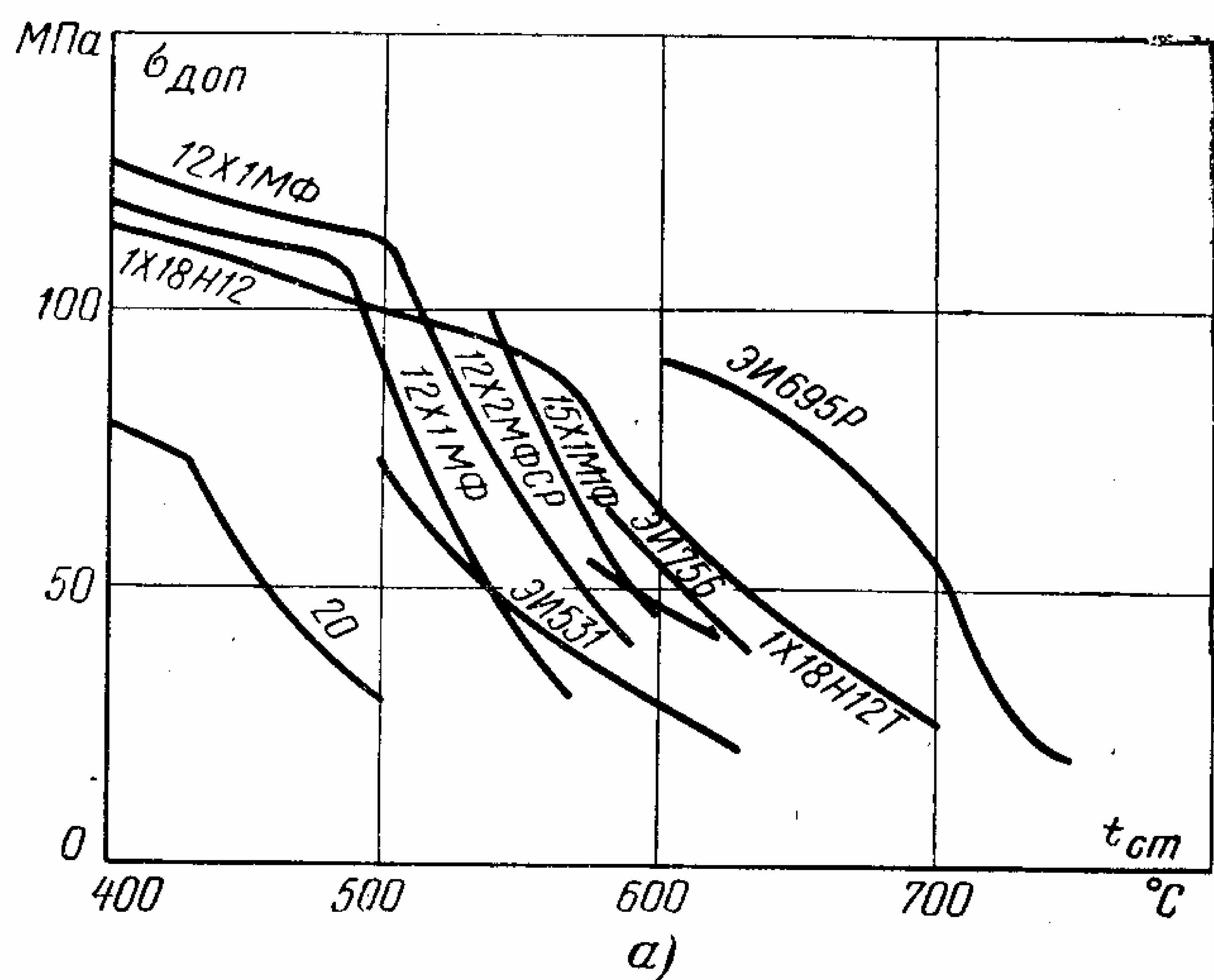
где W — момент сопротивления поперечного сечения трубы, м³

$$W=\frac{2I}{d_н};$$

здесь осевой момент инерции поперечного сечения трубопровода, м⁴:

$$I=\frac{\pi}{64}(d^4_н-d^4_в).$$

Коэффициент прочности поперечного сварного соединения при изгибе $\varphi_и$ принимают: для труб из аустенитной и высокохромистой стали катаных равным 0,6; ковано-сверле-



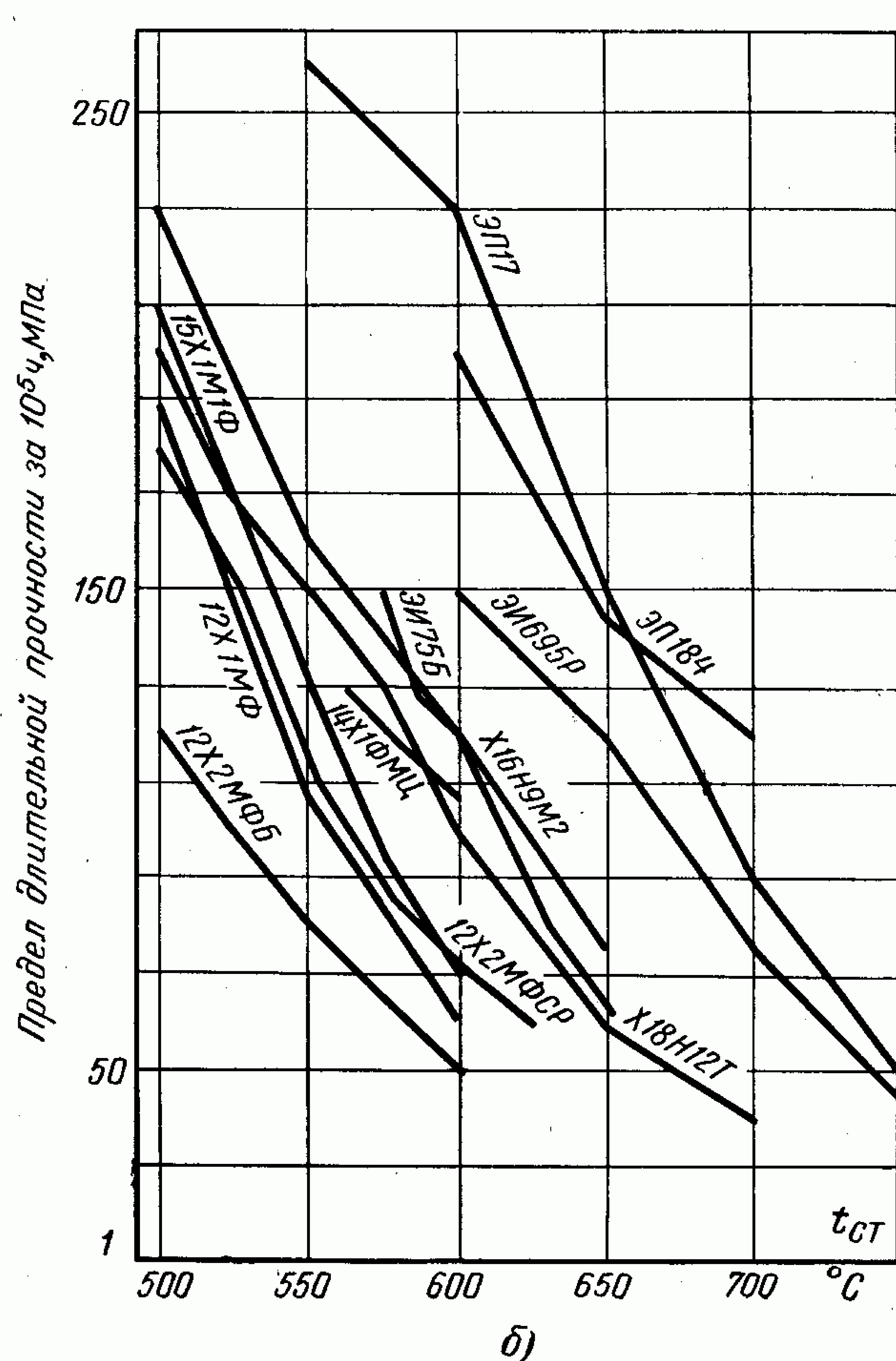


Рис. 16-4. Зависимость допускаемого напряжения (*а*) и предела длительной прочности (*б*) сталей различных классов и марок от температуры.

ных — 0,7; для труб из перлитной стали катаных — 0,8; ковано-сверленых — 0,9.

В металле пространственного трубопровода возникает дополнительное напряжение кручения τ, МПа, от момента $M^{вн}_{к}$, совпадающего с изгибающим моментом, действующим в плоскости, перпендикулярной продольной оси данного трубопровода (так, $M^{вн}_{кz} = M^{вн}_{иxy}$, где x, y, z — оси координат данного пространственного трубопровода):

$$\tau = \frac{M^{вн}_{к}}{2W}. \qquad (16\text{-}9)$$

Результирующее «эквивалентное» напряжение в металле трубопровода от перечисленных внешних нагрузок (осевая сила $P_{вн}$, изгибающий $M_и$ и крутящий $M^{вн}_{к}$ моменты), МПа, подсчитывают по формуле

$$\sigma^{вн}_{экв} = \sqrt{(\sigma_р + 0{,}8\sigma_и)^2 + 3\tau^2}. \qquad (16\text{-}10)$$

По формулам (16-7), (16-8), (16-9) и (16-10) определяют также соответствующие напряжения от нагрузок, обусловливаемых *самокомпенсацией трубопровода*; индекс «вн» у соответствующих величин заменяют индексом «ск».

«Эквивалентное» напряжение в трубопроводе, обусловливаемое самокомпенсацией, проверяют по соотношению

$$\sigma^{ск}_{экв} \leqslant 0{,}87\,\sigma_{доп} \sqrt{2 - \left(\frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{доп}}\right)^2} - \sigma^{вн}_{экв}, \qquad (16\text{-}11)$$

Если это условие не соблюдается, то в проект трубопровода вносят необходимые улучшения (изменяют трассу, расстановку неподвижных опор, класс или марку стали). Значения допускаемых напряжений $\sigma_{доп}$ определяются в зависимости от температуры металла длительной прочностью $\sigma^t_{д.п}$ (при высоких температурах), пределом текучести $\sigma^t_т$ (при повышенных температурах) и временным сопротивлением разрыву $\sigma^{20}_в$ (при комнатной температуре) с соответствующими запасами прочности n, причем $n_{д.п} = n_т = 1{,}5$ и $n_в = 2{,}6$, т. е. для $\sigma_{доп}$ выбирают наименьшее из значений

$$\frac{\sigma^t_{д.п}}{1{,}5}; \quad \frac{\sigma^t_т}{1{,}5} \text{ или } \frac{\sigma^{20}_в}{2{,}6}.$$

На рис. 16-4 показана зависимость допускаемых напряжений (*а*) и предела длительной прочности (*б*) металла трубопроводов от температуры, а в табл. 16-6 приведены значения допускаемых напряжений в металле трубопроводов для стали различных классов и марок.

Таблица 16-6

Температура стенки, °С	Номинальные допускаемые напряжения $\sigma^*_{доп}$, МПа, для трубопроводов из стали марок				
	Ст20	15ГС	12Х1МФ	15Х1М1Ф	Х18Н12Т, Х18Н10Т
20	144	182	170	189	144
250	130	162	—	—	—
300	117	150	—	—	—
350	104	130	—	—	—
400	90	110	142	159	—
450	52	59	135	149	—
460	42	46	133	147	—
500	—	—	111	118	—
520	—	—	88	94	—
540	—	—	72	76	—
550	—	—	65	70	—
560	—	—	58	63	—
570	—	—	52	56	—
580	—	—	46	51	88
590	—	—	40	46	79
600	—	—	36	42	73
610	—	—	32	39	67
620	—	—	—	—	61
680	—	—	—	—	31

Примечания: 1. Приведенные в таблице значения напряжений являются временными.

2. Значения напряжений округлены при переводе в систему единиц СИ.

Расчет самокомпенсации трубопроводов

Температура металла трубопроводов в различных режимах в зависимости от температуры протекающей среды изменяется в широких пределах — примерно до 550°С в паропроводах

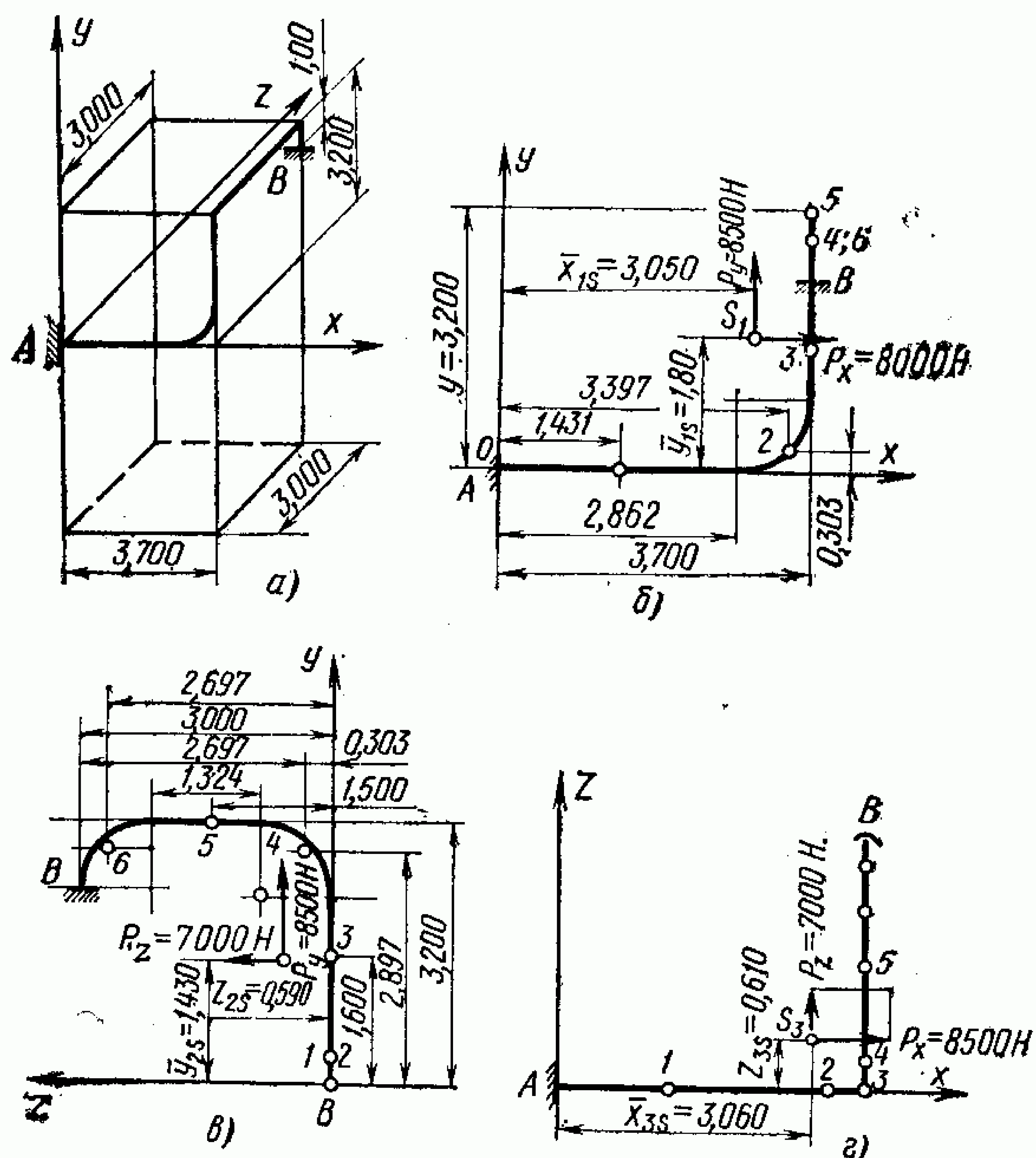


Рис. 16-5. Расчетная схема пространственного трубопровода (*а*) и его проекций на оси *xy* (*б*); *yz* (*в*) и *zx* (*г*).

и до 250°С — в питательных трубопроводах.

При повышении температуры на 100°С трубопровод удлиняется на 1,1—1,9 мм/м и соответственно на 22—38 мм на каждые 20 м его длины в зависимости от класса и марки стали. Усилие, МН, передаваемое неподвижной опоре при термическом упругом удлинении стального трубопровода, равняется:

$$P = pf = E\alpha\Delta tf,$$

где $p = E(\Delta L/L)$ — возникающее напряжение, МПа; $\Delta L = \alpha\Delta tL$ — удлинение трубопровода, м; $f = \pi(d_н - s)s$ — поперечное сечение тела трубы, м²; E — модуль упругости, зависящий от марки и температуры стали, МПа.

Для уменьшения механических напряжений в металле трубопровода и усилий в местах его крепления (к оборудованию или в неподвижных опорах) трубопроводу придают гибкую форму, способствующую свободному его удлинению, или вводят в состав трубопровода отдельные гибкие элементы (компенсаторы), принимающие на себя удлинение. Способность трубопровода компенсировать тепловые удлинения при допустимых значениях напряжений без установки специальных компенсаторов называют *самокомпенсацией*. Расчет тепловых удлинений гибкого трубопровода, механических напряжений в его металле, возникающих при удлинениях, и усилий в опорах называют *расчетом самокомпенсации трубопровода*.

Тепловые удлинения отдельных участков гибкого пространственного трубопровода воспринимаются деформациями изгиба и кручения смежных участков, образующих обычно прямой угол с данным участком.

Полная потенциальная энергия деформации такого трубопровода, МДж, равна:

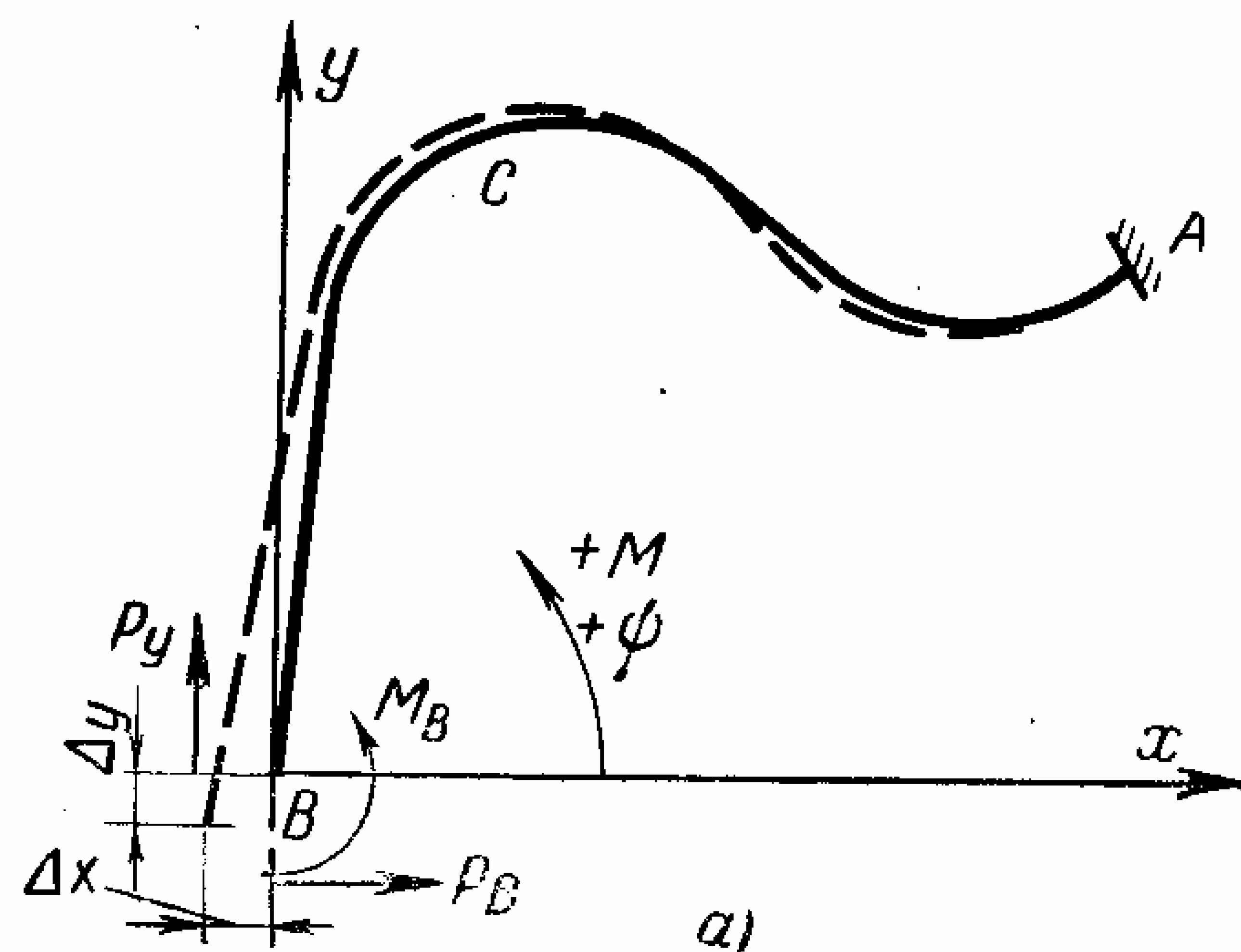
$$U = \int \frac{M_и^2 dL}{2EI} + \int \frac{M_к^2 dL}{2GI_p}, \qquad (16\text{-}12)$$

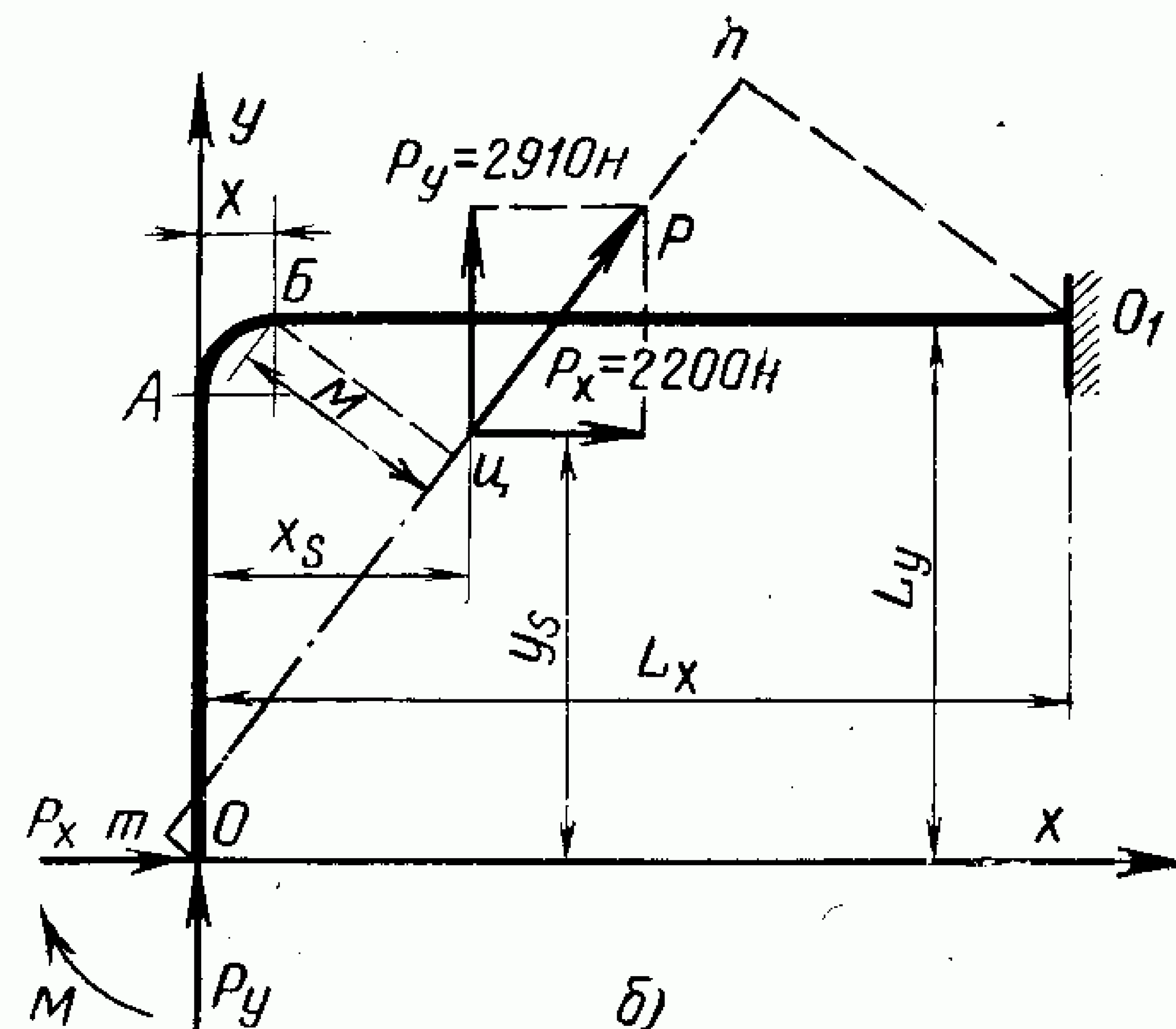
где $M_и$ и $M_к$ — соответственно изгибающий и крутящий моменты, МН·м; $I = \frac{\pi}{64}(d_н^4 - d_в^4)$ — „линейный“ (осевой) момент инерции поперечного сечения трубы (относительно нейтральной оси), м⁴; $I_p = 2I$ — полярный момент инерции поперечного сечения трубы (относительно центра тяжести), м⁴; $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ — модуль упругости при сдвиге, МПа; $\mu = 0,3$ — коэффициент Пуассона.

Расчет пространственного трубопровода проводят на основе расчета плоских трубопроводов, являющихся его проекциями на соответствующие плоскости координат (рис. 16-5).

Рис. 16-6. Схемы плоского неразветвленного трубопровода.

а — к расчету самокомпенсации; *б* — к определению изгибающего момента.
ц — упругий центр массы трубопровода.
($B=O$; $A=O_1$; $M_B=M_0$; $P_B=P_x$).





Расчетная схема плоского трубопровода с концами, закрепленными в опорах O и O_1, показана на рис. 16-6. На конец трубопровода O действуют силы опорной реакции с составляющими P_x и P_y и опорный момент M_0.

Введем следующие определения.

Коэффициент гибкости $k=\frac{EI}{E'I'}$, равный отношению расчетной жесткости EI элемента трубопровода к его действительной жесткости $E'I'$, учитывающий различие диаметра или материала отдельных участков трубопровода.

Моменты инерции приведенной длины трубопровода относительно осей x и y, м³,

$$I_x=\int_O^{O_1} ky^2dL \text{ и } I_y=\int_O^{O_1} kx^2dL.$$

Центробежный момент инерции приведенной длины трубопровода относительно осей x и y, м³,

$$I_{xy}=\int_O^{O_1} kxydL.$$

Статические моменты приведенной длины трубопровода относительно осей x и y, м²,

$$S_x=\int_O^{O_1} kydL \text{ и } S_y=\int_O^{O_1} kxdL.$$

С учетом коэффициента гибкости k полная приведенная длина осевой линии трубопровода, м,

$$L=\int_O^{O_1} kdL.$$

Величины I_x, I_y и I_{xy} являются *моментами инерции линии с массой k на единицу длины.*

Координаты линейного центра «массы» конфигурации осевой линии трубопровода с упругостью $1/EI$ при жесткости EI

$$x_s=\frac{S_y}{L}=\int_O^{O_1}\frac{kxdL}{L} \text{ и } y_s=\frac{S_x}{L}=\int_O^{O_1}\frac{kydL}{L}.$$

Точки с координатами x_s и y_s называют *«центром упругости» линии трубопровода OO_1.*

Центральные моменты инерции или, иначе, моменты инерции линии трубопровода относительно осей x_s и y_s, проходящих через центр упругости (массы) «конфигурации» трубопровода OO_1,

$$I_{sx}=I_x-y_sS_x=I_x-y_s^2L;$$

$$I_{sy}=I_y-x_sS_y=I_y-x_s^2L;$$

$$I_{sxy}=I_{xy}-x_sS_x=I_{xy}-x_sy_sL.$$

Для плоского трубопровода

$$M_к=0 \text{ и } M_и=P_xy-P_yx+M_0.$$

По теореме Кастильяно «обобщенные» смещения Δx и Δy любого сечения трубопровода OO_1 по осям x и y, а также его угловое перемещение θ определяют из выражений:

$$\Delta x=\frac{\partial U}{\partial P_x}=\frac{1}{EI}(P_xI_x-P_yI_{xy}+M_0S_x);$$

$$\Delta y=\frac{\partial U}{\partial P_y}=\frac{1}{EI}(P_yI_y-P_xI_{xy}+M_0S_y);$$

$$\theta=\frac{\partial U}{\partial M_0}=\frac{1}{EI}(P_yS_y-P_xS_x+M_0L).$$

Принимая угол поворота оси трубопровода θ в неподвижной опоре O равным нулю, получаем:

$$M_0=P_xy_s-P_yx_s,$$

а также следующие выражения для усилий P_x и P_y и изгибающего момента $M_и$:

$$\left.\begin{aligned}P_x&=\frac{I_{sy}\Delta x+I_{sxy}\Delta y}{I_{sx}I_{sy}-I^2_{sxy}}EI;\\ P_y&=\frac{I_{sx}\Delta y+I_{sxy}\Delta x}{I_{sx}I_{sy}-I^2_{sxy}}EI;\\ M_и&=P_xy-P_yx+x_sP_y-y_sP_x=\\ &=(y-y_s)P_x-(x-x_s)P_y,\end{aligned}\right\} \quad (16\text{-}13)$$

где x и y — координаты соответствующего сечения трубопровода; x_s и y_s — координаты «упругого центра» массы трубопровода.

Расчетные значения перемещений концов трубопровода определяют как сумму перемещений в результате температурных удлинений Δx_t и Δy_t, предварительной растяжки трубопровода $\Delta x_р$ и $\Delta y_р$ и заданных перемещений концов Δx_0 и Δy_0:

$$\Delta x = \Delta x_t - \Delta x_р \pm \Delta x_0;$$

$$\Delta y = \Delta y_t - \Delta y_р \pm \Delta y_0,$$

при этом

$$\Delta x_t = \alpha_t (t - t_н) L_x$$

и

$$\Delta y_t = \alpha_t (t - t_н) L_y,$$

где t и $t_н$ — температуры трубопровода соответственно рабочая и начальная (при монтаже), °C.

Растяжку выполняют обычно на половину температурного удлинения трубопровода.

Перенося усилия (реакции) P_x и P_y в „упругий центр" и определяя их равнодействующую $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ и ее направление mn, можно графически изобразить изгибающие моменты $M_и$ как произведения P на длину перпендикуляра M, опущенного из любого сечения трубопровода на направление mn (рис. 16-6).

Таким образом, отрезки M в определенном масштабе изображают значения изгибающих моментов $M_и$. Соответственно получаем эпюру изгибающих моментов. Наибольший отрезок M определяет опасное сечение трубопровода, подлежащее в первую очередь проверке расчетом прочности.

При расчете пространственного трубопровода изгибающие моменты, действующие во взаимно перпендикулярных плоскостях, складываются геометрически. Изгибающий момент в данной плоскости является крутящим по отношению к участку трубопровода, перпендикулярному к этой плоскости.

Технические характеристики трубопроводов

Приводим в качестве примера некоторые данные по трубопроводам пара и воды, применяемым на электростанциях с серийными параметрами: в табл. 16-7 — для бесшовных труб с шероховатостью $k_э = 0{,}2$ мм и в табл. 16-8 — для сварных труб больших диаметров с шероховатостью $k_э = 0{,}3$ мм.

Данные о коэффициентах сопротивления $\zeta_м$ отводов и колен при $Re > 2 \cdot 10^5$ и $k_э = 0{,}2$ мм в зависимости от условного прохода $d_у$, отношения $R/d_у$, где R — радиус гиба, и углов поворота приведены в табл. 16-9.

Таблица 16-7

Размеры трубы, мм				Параметры среды		Коэффициент трения $\zeta_{тр}$	Удельный коэффициент трения $\zeta_{тр}/d_р$, 1/м
Условный проход $d_у$	Номинальные размеры		Расчетный внутренний диаметр $d_р$	p, МПа	t, °C		
	$d_н$	s					
Паропроводы							
200	325	60	205,0	~25,0	565	0,0195	0,0951
150	245	45	150,5			0,0210	0,140
300	377	45	280,3	~13,8	570	0,0181	0,0646
250	325	38	243,3			0,0184	0,0759
500	550	25	497,5	~4,0	570	0,0159	0,0320
450	465	19	423,2			0,0165	0,0389
400	426	18	387,3			0,0168	0,0434
Водопроводы							
300	377	45	280,3	~37	280	0,0181	0,0646
250	325	40	239,0			0,0188	0,0786
300	377	28	317,0	~23	230	0,0177	0,0559
250	325	24	273,5			0,0184	0,0671

Таблица 16-8

Размеры трубы, мм				Коэффициент трения $\zeta_{тр}$	Удельный коэффициент трения $\zeta_{тр}/d_р$, 1/м
Условный проход $d_у$	Номинальные размеры		Расчетный внутренний диаметр $d_р$		
	$d_н$	s			
1200	1220	11	1198	0,0144	0,0120
1000	1020	10	1000	0,0149	0,0149
900	920	9	902	0,0152	0,0169
800	820	9	802	0,0156	0,0195
700	720	8	704	0,0161	0,0229
600	630	7	616	0,0166	0,0269
500	529	7	515	0,0173	0,0335
450	478	7	464	0,0176	0,0379
400	426	7	412	0,0182	0,0441

Таблица 16-9

Вид отвода или колена	$d_у$, мм	$R/d_у$	Угол поворота, °	Коэффициент сопротивления $\zeta_м$
Гнутые	—	3	90—22,5	0,20—0,07
Крутогнутые	—	1,5	90—45	0,25—0,16
Литые	—	1,0	90	0,6
Сварные	100—200	1,5	90—22,5	0,55—0,10
	250—450	1,5		0,30—0,09
	500—1000	1,0		0,40—0,11

Коэффициент сопротивления *тройников* зависит существенно от соотношения расходов и вида потоков (слияние или разделение), их взаимных направлений. Так, в сварных тройниках коэффициент сопротивления достигает 2,0 при слиянии встречных потоков и 1,3 при разделении на противоположные потоки; в прочих случаях $\zeta_м$ изменяется в более широких пределах от 0 до 17, в среднем от 0,5—1 до 6—7.

Коэффициент сопротивления конических переходов с изменением квадрата (второй степени) диаметра в отношении 0,5—0,8 и углов конусности от 12 до 15° находится в пределах 0,03—0,095.

Коэффициент сопротивления *дросселирующей шайбы* в зависимости от квадрата отношения диаметра

отверстия шайбы и внутреннего диаметра трубы в пределах от 0,6 до 0,1 изменяется от 2 до 300.

Коэффициент сопротивления *запорных задвижек для пара* с параметрами 25 МПа, 565°С, с условным проходом 100—200 мм равняется 0,42—0,38; для *питательной воды* с параметрами около 37 МПа, 280°С, с условным проходом 100—300 мм равняется 0,7—2,0. *Вентили запорные* для среды невысоких параметров и с условным проходом до 200 мм имеют коэффициент сопротивления 1,35—7,2.

Коэффициент сопротивления *обратных клапанов* разных конструкций с условным давлением 1,0—1,5 МПа при диаметрах 50—600 мм составляет от 0,8 до 9,4, с условным давлением до 1,0 МПа при диаметрах 800—1000 мм — от 1,8 до 1,9.

Таблица 16-10

Размеры труб, мм		Площадь поперечного кольцевого сечения трубы f, мм²	Момент инерции I, см⁴	Момент сопротивления W, см³	Радиус гиба R, мм
$d_н$	s				
325	60	49 926	46 000	2830	1370
377	45	46 912	65 700	3485	1500
426	18	23 100	48 110	2259	1700
465	19	26 608	66 280	2851	2100
478	7	10 200	28 900	1210	675
529	7	11 800	39 700	1500	500
550	25	41 213	142 312	5175	2500
630	36	67 120	296 950	9430	1000
720	8	17 900	113 500	3153	700
820	27	67 200	529 000	12 940	1000
920	9	25 800	267 240	5810	900
1020	10	31 700	404 640	7934	1000
1220	11	41 800	763 600	12 520	1200

Линзовые компенсаторы с диаметром более 200 мм имеют коэффициент сопротивления 0,1—0,2.

Некоторые геометрические характеристики труб типичных размеров приведены в табл. 16-10.

Выбор числа параллельных линий («ниток») трубопроводов

Число параллельных линий *главного паропровода* равно обычно двум, четырем, иногда даже больше. На отдельных установках за рубежом встречается одна линия главного паропровода. *Питательный трубопровод* даже крупных энергоблоков часто состоит из одной линии.

С увеличением числа параллельных линий уменьшаются их диаметр и толщина стенки, что способствует большей гибкости трубопровода и большей маневренности установки (уменьшаются термические напряжения, улучшается самокомпенсация). При постоянной скорости движения среды гидравлическое сопротивление трубопроводов с увеличением числа линий и уменьшением диаметра трубопровода возрастает.

Определим в общем виде зависимость затраты металла на трубопровод от числа параллельных линий при заданных пропуске среды и потерях давления.

Масса металла трубопровода с внутренним диаметром $d_в$, наружным диаметром $d_н$, с толщиной стенки $s=(d_н-d_в)/2$ и длиной L (все величины в метрах) равняется:

$$M=nmL=n\rho fL,$$

где n — число параллельных линий; ρ — плотность металла, кг/м³; площадь кольцевого сечения одного трубопровода

$$f=\frac{\pi}{4}(d_н^2-d_в^2)=$$

$$=\frac{\pi}{4}(d_н-d_в)(d_н+d_в)=\pi s(d_в+s);$$

масса одного метра длины трубопровода

$$m=\rho f.$$

Толщина стенки выражается формулой (16-5)

$$s=\frac{p}{2\varphi\sigma_{доп}+p}d_н+c$$

или

$$s\approx\frac{\psi}{1+\dfrac{2\varphi\sigma_{доп}}{p}}(d_в+2s),$$

где $\psi=1,05\div1,15\approx1,1$ учитывает допуск c к толщине стенки. Тогда:

$$s\approx\frac{1,1}{\dfrac{2\varphi\sigma_{доп}}{p}-1,2}d_в,$$

$$f=\pi(d_в+s)s\approx Ad_в^2,$$

где

$$A=1,1\pi\frac{\dfrac{2\varphi\sigma_{доп}}{p}-0,1}{\left(\dfrac{2\varphi\sigma_{доп}}{p}-1,2\right)^2}.$$

Потеря давления, МПа, по формуле (16-4)

$$\Delta p=\left(\zeta_{тр}\frac{L}{d_р}+\Sigma\zeta_м\right)\frac{c^2}{2v}10^{-6}$$

или, относя местные потери $\Sigma\zeta_м$ к потерям в прямых трубах и вводя коэффициент

$$\varkappa=1+\frac{\Sigma\zeta_м}{\zeta_{тр}\dfrac{L}{d_р}}\approx\mathrm{const},$$

получим, принимая $d_р\approx d_в$,

$$\Delta p=\varkappa\zeta_{тр}\frac{L}{d_в}\frac{c^2}{2v}10^{-6}.$$

При n параллельных линий скорость среды, м/с,

$$c=\frac{4Dv}{n\pi d_в^2},$$

где D — массовый расход среды, кг/с; v — ее удельный объем, м³/кг.

Тогда

$$d_в^5=\frac{\zeta_{тр}}{n^2}B,$$

где

$$B=8\varkappa\frac{L}{\Delta p}\frac{D^2v\cdot10^{-6}}{\pi^2}.$$

Коэффициент трения $\zeta_{тр}$ прямых труб зависит от диаметра трубопровода. Для пара и воды высоких параметров $\zeta_{тр}$ уменьшается с ростом диаметра от 0,1

до 0,5 м в соответствии с графиком рис. 16-7. Можно принять приближенно:

$$\zeta_{тр} \approx \frac{b}{d_в} + e \approx \left(\frac{0,92}{d_в} + 14,4\right) 10^{-3}.$$

Тогда

$$d^5_в = \left(\frac{b}{d_в} + e\right) \frac{B}{n^2}.$$

Отношение массы трубопровода M_n с n параллельными линиями к массе трубопровода M_1 с одной линией

$$\frac{M_n}{M_1} = \frac{n \rho f_n L}{\rho f_1 L} = n \frac{f_n}{f_1} = n \frac{d^2_{вn}}{d^2_{в1}},$$

где f_n и f_1 — поперечные сечения, а $d_{вn}$ и $d_{в1}$ — внутренние диаметры трубопроводов с n и с одной линиями.

Из предыдущего следует:

$$d^2_в = \left(\frac{b}{d_в} + e\right)^{0,4} \frac{B^{0,4}}{n^{0,8}},$$

поэтому

$$\frac{M_n}{M_1} \approx n^{0,2} \left(\frac{\dfrac{b}{d_{вn}} + e}{\dfrac{b}{d_{в1}} + e}\right)^{0,4}.$$

При n, равном 2—6, после аппроксимации можно получить:

$$M_n/M_1 \approx n^{0,2}(1 + n \cdot 10^{-2}).$$

В соответствии с этим выражением можно определить относительное изменение массы трубопроводов в зависимости от числа параллельных линий:

n	2	3	4	6
$\dfrac{M_n}{M_1}$	1,16	1,29	1,37	1,51
$\left(\dfrac{M_n}{M_1}\right)_E$	1,18	1,30	1,40	1,53

В последней строке приведены значения $\left(\dfrac{M_n}{M_1}\right)_E$, подсчитанные по предложенной Д. П. Елизаровым формуле

$$\frac{M_n}{M_1} = z^{0,238},$$

где $z = n$.

При выводе отношения M_n/M_1 мы предполагали, что напряжения от самокомпенсации не влияют на толщину стенки s, подсчитываемую по обычной формуле. В противном случае следует уточнить значения s и соотношений M_n/M_1.

В табл. 16-11 приведены данные о главных трубопроводах энергоблоков крупных конденсационных электростанций по материалам Теплоэлектропроекта.

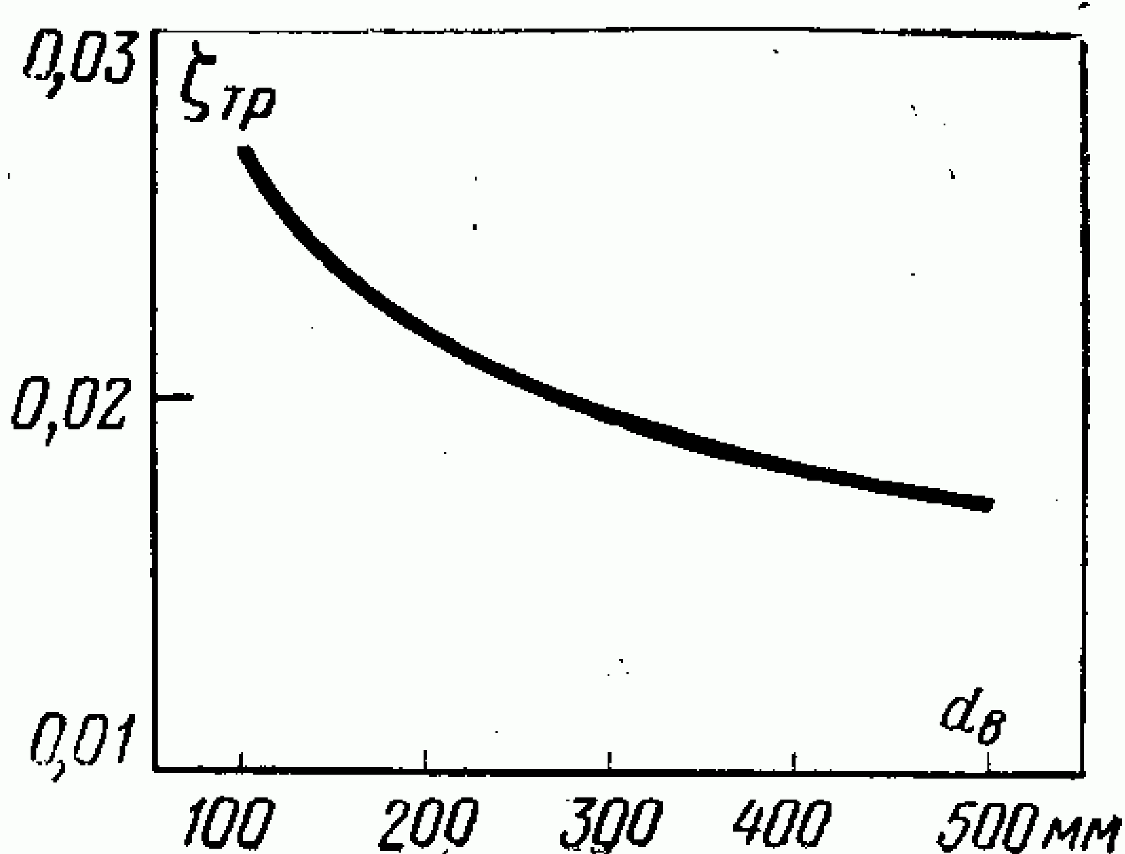


Рис. 16-7. Приближенная зависимость коэффициента трения прямых труб $\zeta_{тр}$ для пара и воды высоких параметров от диаметра $d_в$.

Таблица 16-11

Протекающая среда	Показатель	Пылеугольный блок 800 МВт с одновальной турбиной	Газомазутные блоки: 300 МВт на КЭС 1800—2400 МВт по проектам 1968—1969 гг.	Газомазутные блоки: 800 МВт (моноблоки)
Свежий пар	n $d_н \times s$*	4 377×70	4 245×45	2 530×100**
Горячий пар промежуточного перегрева	n $d_н \times s$	2 4 980×40 630×25	4 426×17	2 920×36
Холодный пар промежуточного перегрева	n $d_н \times s$	2 4 820×22 630×17	2 465×16	2 820×22
Питательная вода	n $d_н \times s$	1 2 630×75 465×56	1 377×56	1 630×75
	n $d_н \times s$	4 377×45	2 325×40	2 465×56
	n $d_н \times s$	—	4 273×32	—

* Размеры наружного диаметра $d_н$ и толщины стенки s — в мм.

** Сталь 15Х1М1Ф; при использовании стали ЭИ756 применяются трубы 500×70 мм.

Таблица 16-12

Марка стали	Стоимость труб в процентах стоимости бесшовных труб из Ст 20. Тип заготовки: Кованая	Кованая сверленая
Ст20	135	310
15ГС	170	335
15ХМ	220	580
12Х1МФ	240	610
15Х1М1Ф	350	800
ЭИ756	700	—
ЭП695Р	1500	—

В табл. 16-12 приведена относительная стоимость паропроводных труб в зависимости от типа заготовки из стали различных марок.

Оценка надежности схем трубопроводов

Сравнительную надежность схемы трубопроводов оценивают условным показателем, учитывающим вероятность выхода из работы более слабых звеньев и соответствующую потерю мощности (недоотпуск электроэнергии). В первом приближении слабым звеном системы трубопроводов можно считать арматуру, в частности на линиях главного паропровода от парогенератора к турбине — запорные задвижки.

Принимаем, что выход из рабочего состояния одной такой задвижки обусловливает необходимость обеспаривания смежных участков системы трубопроводов, а следовательно, отключения отдельных агрегатов и потерю

мощности ΔW. При общем числе n таких задвижек общая потеря мощности в долях общей рабочей мощности электростанции $W_{раб}$ составит:

$$n\omega = n\frac{\Delta W}{W_{раб}},$$

где $\omega = \Delta W/W_{раб}$.

Если имеются задвижки на разных участках системы трубопроводов, то суммарную потерю мощности (одновременную или разновременную) можно оценить в первом приближении суммой значений $n\omega$, т. е. показателем (коэффициентом отключаемой мощности):

$$\Omega = \sum_{1}^{m} n_j \omega_j,$$

где m — число задвижек разного рода (на различных участках системы трубопроводов).

Определить показатель Ω можно при различных условиях резервирования оборудования: при отсутствии резерва (Ω_0); при резервных парогенераторах в неблочных схемах ($\Omega_{пг}$); при резервных парогенераторах и турбоагрегатах ($\Omega_э$).

Определение показателей Ω поясним на простейших примерах систем трубопроводов различных типов с двумя рабочими основными агрегатами (турбоагрегатами и парогенераторами) и одним резервным (или без него).

1. *Схема с моноблоками* (рис. 16-8,*а*). На главном паропроводе от парогенератора к турбине устанавливаем одну запорную задвижку (не считая автоматического стопорного клапана турбины); очевидно, при выпадении задвижки останавливается один энергоблок из двух рабочих и

$$\omega = \frac{\Delta W}{W_{раб}} = \frac{1}{2}.$$

Составим расчетную таблицу:

Тип задвижки	1
Число задвижек данного типа (на рабочих линиях) n_j	2
Показатели:	
$\Omega_0 = n_j\omega_0$	2×1/2=1
$\Omega_{пг}$	Не имеет места, так как резервные парогенераторы не устанавливаются
$\Omega_э = n_j\omega_э$	2×0=0

При наличии резервного блока останавливаемый блок заменяется резервным и $\omega_э=0$.

2. *Схема с дубль-блоками* (рис. 16-8,*б*). Задвижки устанавливают на линии от каждого корпуса парогенератора; при выпадении такой задвижки требуются обеспаривание всего тракта энергоблока и отключение обоих корпусов парогенераторов, т. е. $\omega_0=1/2$.

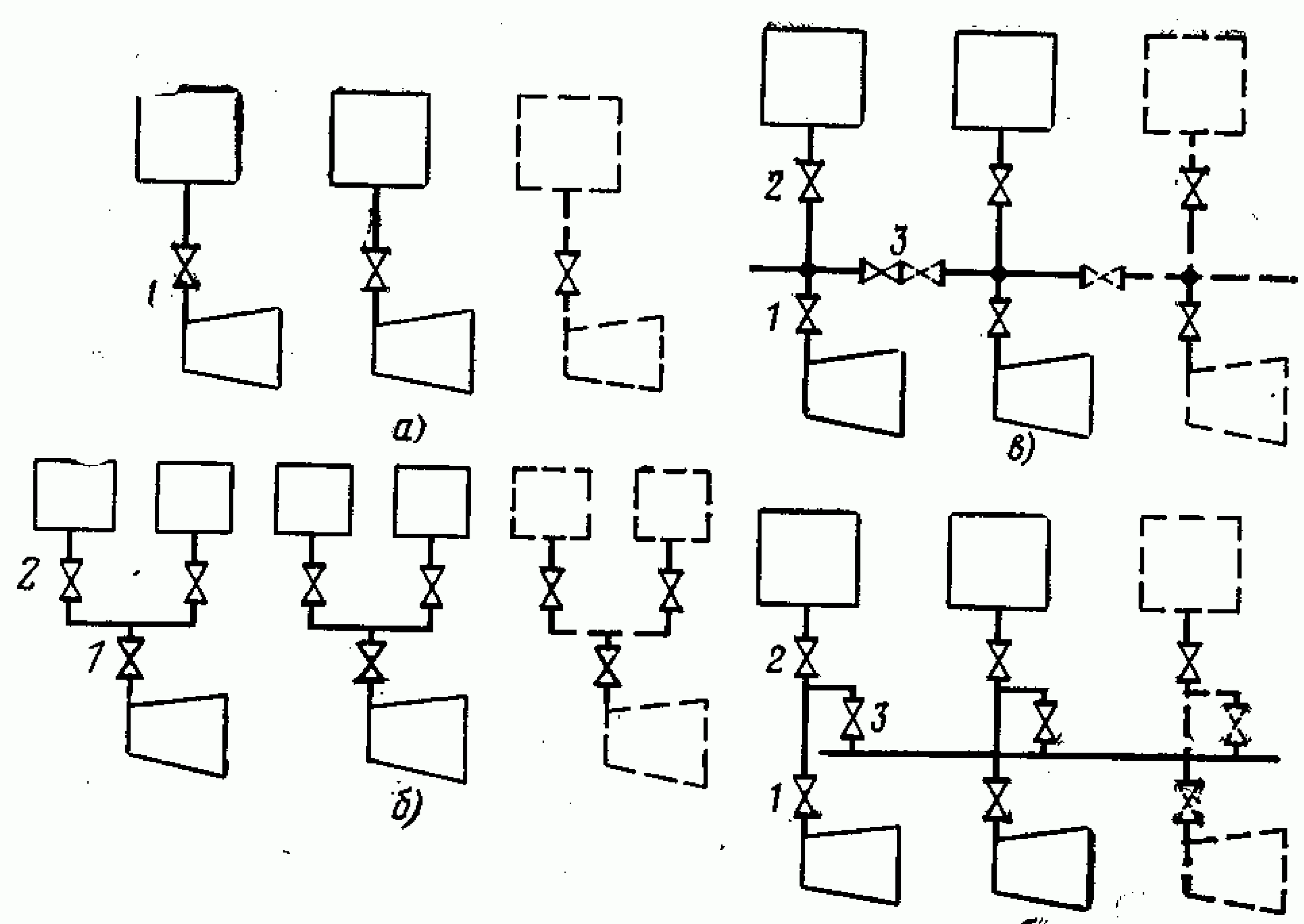


Рис. 16-8. Простейшие схемы главных паропроводов.
а — моноблоки; *б* — дубль-блоки; *в* — централизованная с одиночной сборно-распределительной линией; *г* — секционная схема с переключательной линией.

Расчетная таблица имеет вид (без задвижек 1):

Тип задвижки	1
Число задвижек	4
Показатели:	
$\Omega_0 = n_j\omega_0$	4×1/2=2
$\Omega_э = n_j\omega_э$	4×0=0

Таким образом, система главных паропроводов моноблока (МБ) надежнее, чем дубль-блока (ДБ), $\Omega_0^{МБ} < \Omega_0^{ДБ} (1 < 2)$.

3. *Секционная схема с переключательной магистралью* (рис. 16-8,*г*). В каждой секции устанавливают по три задвижки: перед отводом к переключательной магистрали *1*, после отвода к переключательной магистрали *2*, на отводе к переключательной магистрали *3*. Выпадение любой из этих задвижек вызывает отключение одной секции $\omega=1/2$. Наличие резервного парогенератора не позволяет сохранить мощность секции при выходе из работы одной из задвижек *1*, *2* и *3*.

При отключении одной секции и наличии резервной $\omega=0$.

Расчетная таблица принимает вид:

Тип (номер) задвижки	1	2	3
Число задвижек каждого типа	2	2	2

Показатели:

$$\Omega_0 = \sum_{1}^{3} n_j\omega_0 = 2\times 1/2 + 2\times 1/2 + 2\times 1/2 = 3;$$

$$\Omega_{пг} = \sum_{1}^{3} n_j\omega_{пг} = 2\times 1/2 + 2\times 1/2 + 2\times 1/2 = 3;$$

$$\Omega_э = \sum_{1}^{3} n_j\omega_э = 2\times 0 + 2\times 0 + 2\times 0 = 0.$$

Таким образом, секционная схема трубопроводов с переключательной магистралью

менее надежна, чем схема дубль-блока, и еще менее чем схема моноблока (3>2>1).

4. *Централизованная схема с одиночной сборно-распределительной магистралью* (рис. 16-8,*в*). Основное требование к такой схеме (как и к другим) — сохранение хотя бы части мощности электростанции при выпадении любой из задвижек. Если ограничиться задвижками *1* на линиях от парогенераторов к магистрали и задвижками *2* на линиях от магистрали к турбинам, выпадение любой из них потребует отключения обоих парогенераторов, т. е. всей рабочей мощности. Поэтому приходится устанавливать еще так называемую «разделительную» задвижку *3* на сборно-распределительной магистрали. Но задвижка *3* также может выпасть, что опять приводит к отключению обоих парогенераторов, т. е. всей рабочей мощности. Поэтому «разделительную» задвижку *3* дублируют, т. е. устанавливают рядом две такие задвижки (в секционной схеме различные секции разделяются также двумя задвижками *3* на отводах к переключательной магистрали).

При двух разделительных задвижках получим $\omega_0=1/2$; $\omega_{пг}=1/2$; $\omega_э=0$ и расчетную таблицу:

Тип (номер) задвижки	1	2	3
Число задвижек	2	2	2

Показатели:

$$\Omega_0=\sum_1^3 n_j\omega_0=2\times 1/2+2\times 1/2+2\times 1/2=3;$$

$$\Omega_{пг}=\sum_1^3 n_j\omega_{пг}=2\times 1/2+2\times 1/2+2\times 1/2=3;$$

$$\Omega_э=\sum_1^3 n_j\omega_э=2\times 0+2\times 0+2\times 0=0.$$

Таким образом, при двух разделительных задвижках на общей магистрали централизованная и секционная схемы равнонадежны; при одной разделительной задвижке централизованная схема менее надежна, чем секционная.

Универсальным типом схемы можно считать секционную, так как она позволяет работать и по блочной, и по централизованной схеме. На неблочных ТЭС, например теплоэлектроцентралях, предпочтительнее применение секционных схем. Установка одинаковых парогенераторов в таких схемах приводит к унификации турбин по пропуску свежего пара (см. гл. 15).

Электростанции без промежуточного перегрева пара выполняют преимущественно по секционной (неблочной) схеме. Однако допускается на ТЭЦ с преобладанием отопительной нагрузки применение моноблоков, а на ТЭЦ с преобладанием паровой нагрузки — дубль-блоков.

Арматура, опоры и тепловая изоляция трубопроводов

Важным элементом трубопроводов электростанции является арматура. В зависимости от назначения и конструктивного выполнения используют следующие ее виды.

Запорная арматура служит для временного отключения отдельных участков трубопровода и прекращения движения в них среды (пара, воды, газа). К ней относятся задвижки, вентили, краны. Она управляется дистанционно (с щитов и по месту) приводами различного вида.

Регулирующая арматура позволяет изменять расход и параметры среды; регулируя проходное сечение вентиля, клапана, изменяют расход и давление среды. Привод регулирующей арматуры, как правило, автоматизируется. К регулирующей арматуре относятся: регулирующие клапаны турбины, регулирующие клапаны питания парогенераторов, впрыска воды в паропроводы; редукционно-охладительные установки, регуляторы уровня, конденсатоотводчики и т. д.

Предохранительно-защитная арматура служит для защиты оборудования и трубопроводов от недопустимого повышения давления, от обратного тока среды, попадания воды в турбину и т. д.

Применяют предохранительные (атмосферные) клапаны на паропроводах высоких параметров и регулируемых отборов, различном оборудовании (деаэраторы и др.). Устанавливают обратные клапаны на напорной линии насосов при параллельной их работе, на линиях отбора пара из турбин. Перед регулирующими клапанами подвода пара к цилиндру турбины после промежуточного перегрева устанавливают отсечно-защитные клапаны для отвода пара в конденсатор во избежание разноса ротора турбины при сбросе нагрузки.

Регенеративные подогреватели высокого давления отключают автоматически от питательного трубопровода и направляют воду в обвод подогревателей в случае разрыва их трубок, для защиты турбины от попадания в нее воды и т. д.

Контрольная арматура, преимущественно краны или вентили, используется для отбора проб среды и других целей. К контрольной арматуре относят также указатели уровня и т. п.

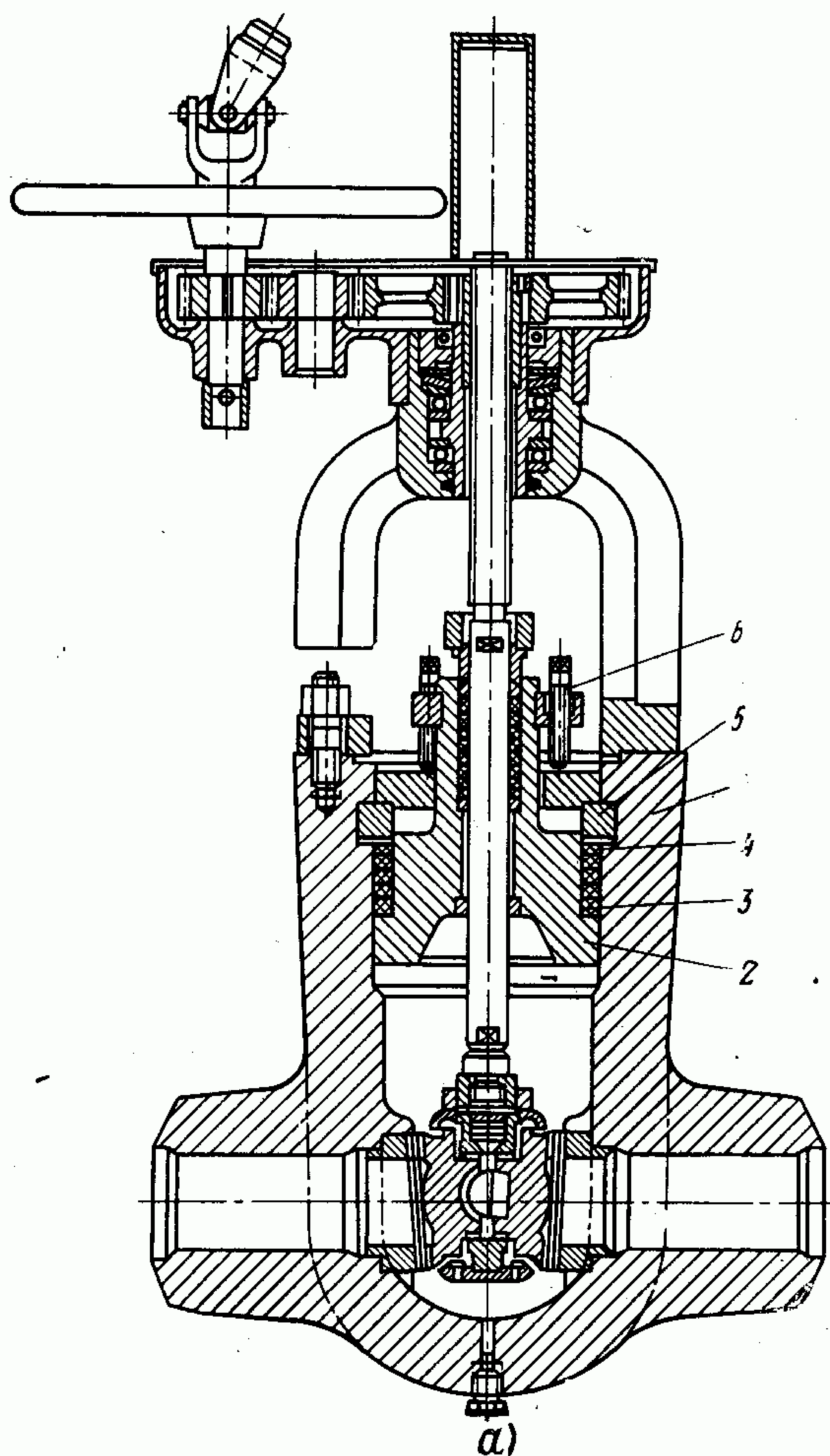
На рис. 16-9,*а* и *б* показаны для примера разрезы задвижек для воды и пара с параметрами 25 МПа, 570°С, а на рис. 16-10 — обратный клапан с соленоидным приводом (КОС).

В соответствии с НТПЭС в системе трубопроводов электростанции не допускается применение чугунной арматуры: в трубопроводах воды и пара с условным проходом 50 мм и выше при температуре теплоносителя выше 120°С; в трубопроводах всех диаметров при температуре теплоносителя выше 120°С и др.

В последние годы заводы, выпускающие арматуру [Венюковский арматурный завод (ВАЗ), БКЗ, ТКЗ], с участием МО ЦКТИ и ОРГРЭС выполнили большую работу по совершенствованию и повышению надежности арматуры, доведя ее в ряде случаев до уровня лучших зарубежных образцов. Так, ТКЗ вместо вентилей на $p_у=6{,}4$ и 10,0 МПа с гидравлическим сопротивлением $\zeta=6{,}35$ при $d_у=100$ и $\zeta=9{,}46$ при $d_у=150$ мм выпускает бесфланцевые задвижки с $\zeta=0{,}7\div0{,}9$. Управление новыми регулирующими питательными клапанами $d_у=50$; 80; 100 и 150 мм поворотного типа ТКЗ может осуществляться колонками дистанционного управления (КДУ) или автоматического регулирования. На ТКЗ усовершенствована также конструкция впускных клапанов защиты подогревателей высокого давления. Клапаны имеют гидропривод и бесфланцевый корпус с крышкой, подобный задвижкам высоких параметров.

ВАЗ выпускает главные импульсно-предохранительные клапаны с пропускной способностью 500 т/ч для использования в моноблоках 800 МВт. Клапан присоединяется к трубопроводу сваркой и, кроме того, закрепляется на каркасе (фундаменте) опорными лапами. Благодаря симметричному двойному выхлопу горизонтальные реактивные усилия незначительны. В прежних клапанах энергоблоков 300 МВт они достигали 5 т. При тройном дросселировании в клапане срабатывается давление от 28,5 до 4,0 МПа, т. е. более 20 МПа.

Дросселирование среды перед встроенными сепараторами парогенераторов энергоблоков 300, 500 и 800 МВт осуществлялось четырьмя последовательно включенными дроссельными шиберными клапанами ВАЗ. В настоящее время у энергоблоков 300 МВт применяется для этой цели один дроссельный шиберный клапан с проточной частью в виде трубы Вентури.



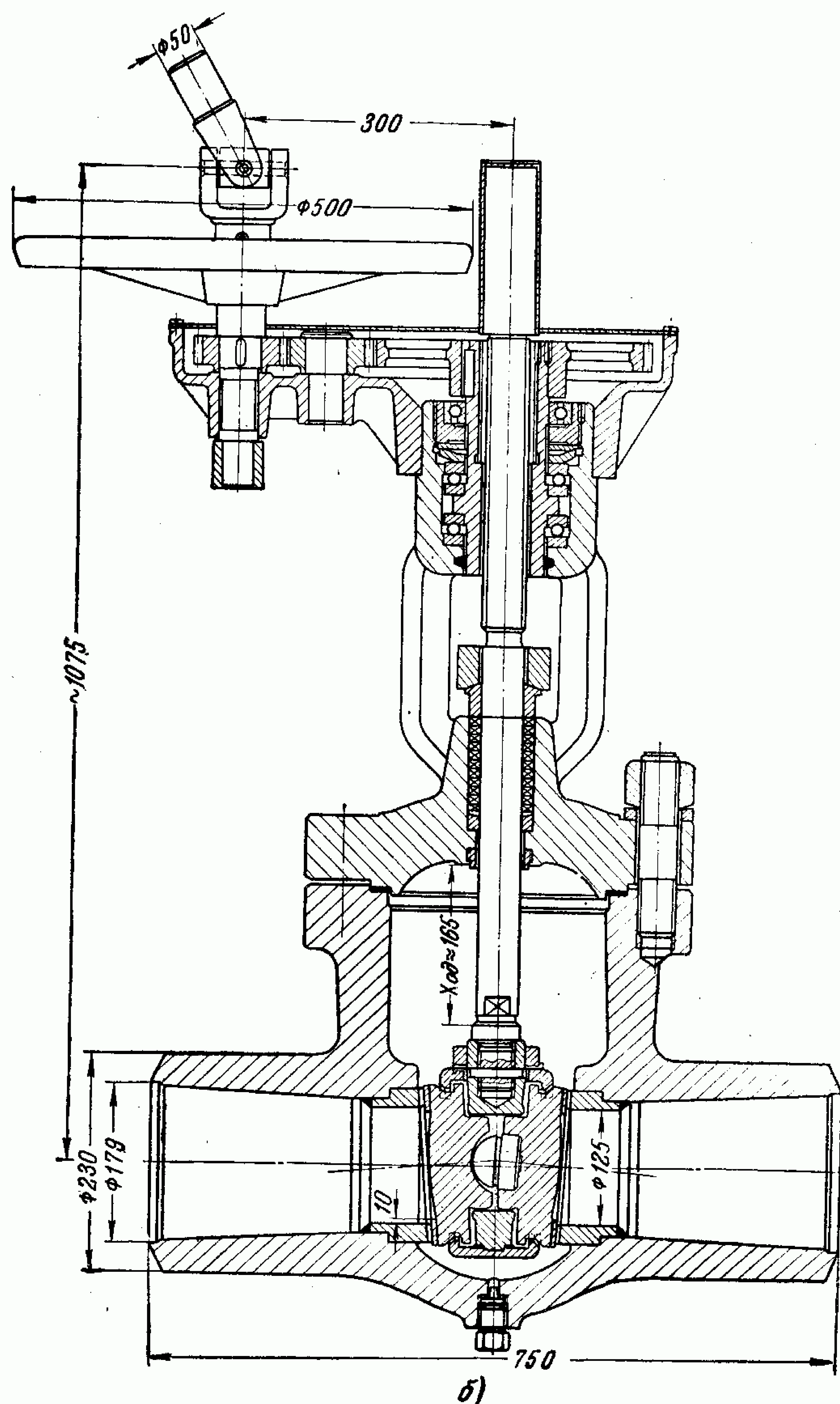


Рис. 16-9. Задвижки для воды $p_у=25$, $d_у=175$ мм (*а*) и для пара $p_{раб}=25$ МПа; $t=570$°С; $d_у=150$ мм (*б*).
1 — корпус; *2* — плавающая крышка; *3* — уплотнение; *4* — нажимное кольцо; *5* — упорное кольцо; *6* — шпильки для предварительного обжатия уплотнений.

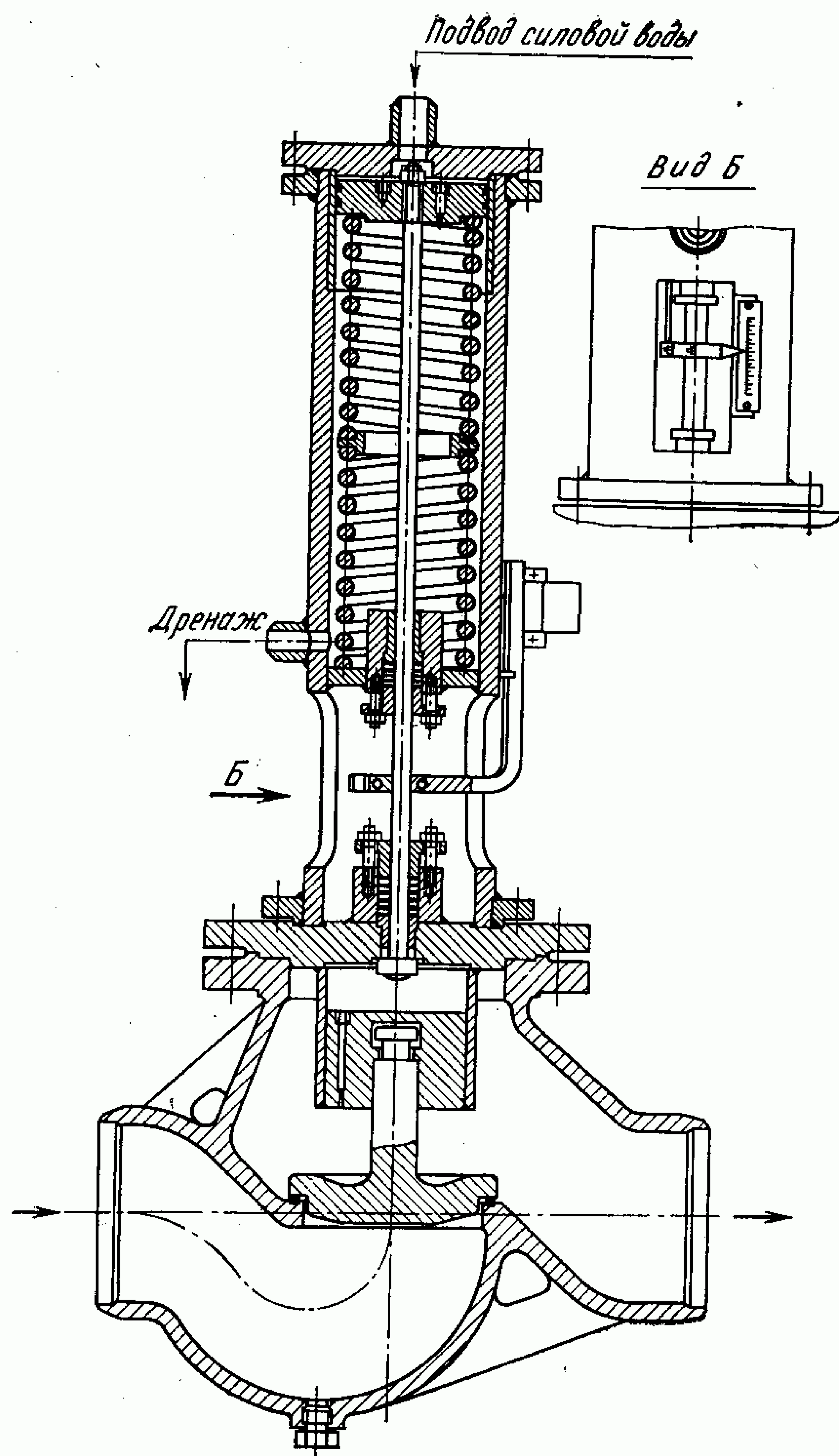


Рис. 16-10. Обратный клапан с соленоидным приводом.

Повышению надежности новой арматуры способствует, в частности, прогрессивный метод плазменной наплавки уплотнительных поверхностей тарелок и седел арматуры хромоникелевыми сплавами, легированными бором и кремнием. Наплавленные уплотнительные поверхности контролируются люминесцентным методом, обнаруживающим дефекты размером в несколько микрон.

Рациональной смазкой регулирующей арматуры служит мягкая мазь УНИОЛ I, приготовляемая на авиационном масле.

На рис. 16-11 показаны *типы опор трубопроводов.*

В качестве *тепловой изоляции* главных трубопроводов рекомендуются сегменты известково-кремнеземистые, включая прессованные, с оклейкой стеклянной тканью (размеры приведены в табл. 16-13). Изоляция этих трубопроводов внутри главного корпуса покрывается листом из алюминиевых сплавов толщиной 0,8 мм, на открытом воздухе — тонколистовой оцинкованной сталью толщиной также 0,8 мм. Допускается применение для основного слоя изоляции минераловатных прошивных матов в оболочке из металлической сетки.

Таблица 16-13

Среда и наружный диаметр трубопровода, мм	Температура, °C	Размеры основной тепловой изоляции главных трубопроводов	
		Число слоев	Общая (номинальная) толщина, мм
Свежий пар			
465	545—570	2	175
530	545—565		
Промперегрев холодный			
465	340	2	125
1020 и 820	340	2	150
Промперегрев горячий			
630	545—570	2	175
720	545—570	2	175
920	545—570	2	200
1020	545—570	2	200
Питательная вода			
530	280	2	125
630	280	2	125

Выполнение и обслуживание трубопроводов

Горизонтальные участки паропроводов выполняют с уклоном не менее 0,002 в направлении движения среды и дренажными устройствами. Для опорожнения каждого отключаемого задвижками участка трубопровода в нижних его точках устраивают спускные штуцера с запорной арматурой. В верхних точках трубопровода устанавливают воздушники для отвода воздуха. Работу дренажных устройств при прогреве трубопровода контролируют. Нижние точки концов паропроводов и их изгибов должны иметь устройства для продувки.

При изготовлении нормальных изогнутых колен (отводов), компенсаторов и других гнутых элементов радиус гиба труб должен быть не менее 3,5 номинального наружного их диаметра. Крутоизогнутые колена с радиусом гиба не менее наружного диаметра трубы изготовляют методами горячей протяжки, штамповки или гибки на специализированном оборудовании.

Элементы трубопроводов соединяют сваркой; фланцевые соединения допускаются только для присоединения трубопроводов к арматуре и деталям оборудования, имеющим фланцы. Допускается применение всех промышленных методов сварки, обеспечивающих необходимую эксплуатационную надежность соединений, в том числе электродуговой, контактной и электрошлаковой, газовой.

Термическая обработка элементов трубопроводов применяется для снятия напряжений, возникающих при гибке, сварке и других производственных операциях, а также для улучшения пластических свойств металла в гибах и сварных соединениях. Она обязательна, в частности, после гибки труб из стали аустенитного класса, для стыковых сварных соединений трубопроводов из углеродистой стали с толщиной стенки более 36 мм и в ряде других случаев.

Применяют различные виды термообработки: отпуск, отжиг, нормализацию, аустенизацию и др. Во время термообработки элемента трубопровода обеспечивают свободное его расширение и предохраняют от пластических деформаций от собственной массы.

Трубопроводы с температурой стенки выше 45°C, расположенные в местах, доступных для обслуживаю-

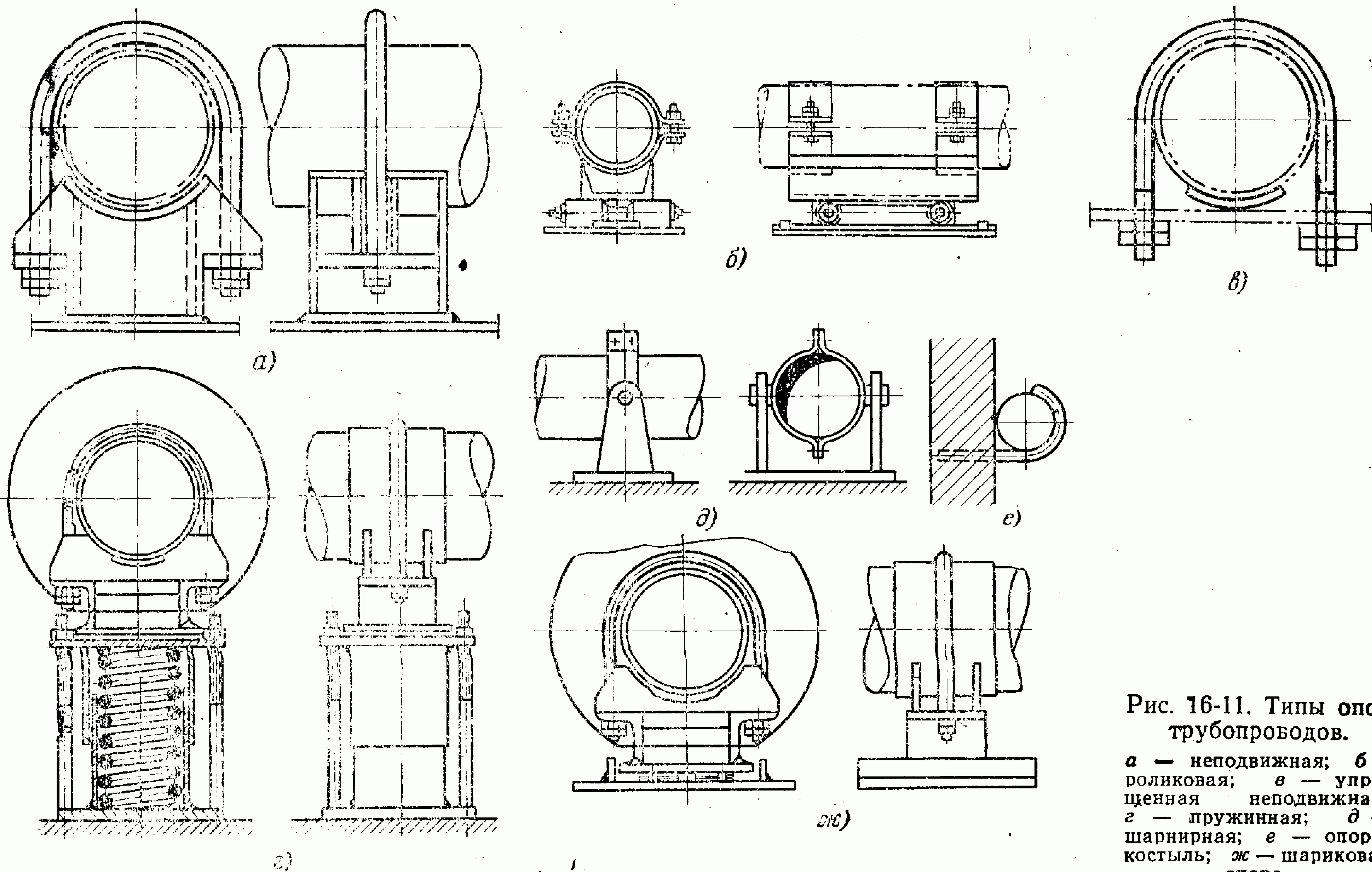


Рис. 16-11. Типы опор трубопроводов.

а — неподвижная; б — роликовая; в — упрощенная неподвижная; г — пружинная; д — шарнирная; е — опора-костыль; ж — шариковая опора.

щего персонала, покрывают тепловой изоляцией, с температурой наружной поверхности не выше 45°С. В местах расположения сварных соединений и точек измерения ползучести металла трубопроводов 1-й категории применяют съемную изоляцию.

Компенсацию тепловых удлинений каждого участка трубопровода между неподвижными опорами обеспечивают самокомпенсацией или устанавливают компенсаторы (П-образные или лирообразные и др.). Неподвижные опоры располагают, исходя из условия самокомпенсации трубопроводов. Сварные соединения трубопроводов должны отстоять от края опоры не менее чем на 200 мм.

Холодный натяг трубопроводов, предусматриваемый проектом, выполняют после сварки соединений, после необходимой термической обработки и контроля сварных соединений.

Несущие конструкции трубопровода, опоры и подвески (кроме пружин) рассчитывают на вертикальную нагрузку от массы трубопровода, наполненного водой, с изоляцией и на усилия, возникающие от термического его расширения.

На паропроводах с внутренним диаметром 150 мм и более и температурой пара 300°С и выше устанавливают указатели перемещений для контроля расширения паропровода и работы опор.

Трубопроводы всех категорий со всеми их элементами и арматурой, сварными и прочими соединениями подвергают после монтажа гидравлическому испытанию для проверки прочности и плотности.

Пробное давление гидравлического испытания трубопроводов, их отдельных элементов должно равняться 1,25 рабочего давления, а арматуры и фасонных деталей — соответствовать ГОСТ 356-68.

Для испытания применяют воду с температурой не ниже +5°С, продолжительность испытания должна быть не менее 5 мин. При гидравлическом испытании паропровода, работающего с давлением 10 МПа и выше, температура стенки должна быть не ниже +10°С.

Качество сварных соединений контролируют внешним осмотром и измерением; ультразвуковой дефектоскопией; рентгено- или гаммаграфированием; механическими испытаниями; металлографическим исследованием; гидравлическим испытанием и другими методами, предусматриваемыми инструкцией по сварке.

Из каждого контрольного стыкового сварного соединения вырезают образцы для механических испытаний и металлографических исследований.

Питательные трубопроводы подвергают кроме гидравлического испытания и наружного осмотра также периодическому внутреннему осмотру для контроля их коррозии.

Остаточные деформации из-за ползучести металла паропроводов контролируют: при температуре пара 450°С и выше и трубах из углеродистой и молибденовой стали; при 500°С и выше — из хромомолибденовых сталей; при 540°С и выше — из высоколегированных теплоустойчивых сталей.

Поверхности оборудования и трубопроводов с температурой теплоносителя выше 50°С внутри помещения и выше 60°С вне помещений покрывают тепловой изоляцией. Температура на поверхности изоляции при температуре наружного воздуха +25°С должна равняться 45—48°С в помещении и 60°С на открытом воздухе. Тепловую изоляцию фланцевых соединений, арматуры трубопроводов и участков, требующих периодического контроля, выполняют съемной. Тепловую изоляцию основных трубопроводов, участков поверхностей вблизи масло- и мазутопроводов и против их фланцевых соединений, изоляцию циклонов и сепараторов, баков запасного конденсата и деаэраторов, устанавливаемых снаружи, выполняют с металлическим или пластмассовым негорючим покрытием.

Трубопроводы перегретого пара с давлением пара примерно 14 МПа и выше обшивают листовым корро-

зионно-стойким металлом, остальные паропроводы окрашивают в красный цвет; водопроводы — в зеленый, черный (техническая вода) или оранжевый (пожарный водопровод) цвет. Кроме того, на некотором расстоянии и в определенных местах наносят кольца различного цвета, в зависимости от вида и параметров среды, условные буквенные обозначения, стрелки, указывающие направление движения среды, и другие надписи.

До ввода в нормальную эксплуатацию все новые трубопроводы 1-й категории с условным проходом более 70 мм, 2-й и 3-й категорий с условным проходом более 100 мм должны быть зарегистрированы в местных органах Госгортехнадзора. В состав документации при этом включается, в частности, акт приемки в эксплуатацию трубопровода владельцем его от монтажной организации.

ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

17-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Главным корпусом тепловой электростанции называют главное ее здание, внутри которого размещается основное и связанное с ним вспомогательное энергетическое оборудование, осуществляющее главный технологический процесс преобразования теплоты сгорания топлива в электрическую энергию.

Среди производственных установок и сооружений электростанции главный корпус занимает особое, центральное место, к которому стекаются и от которого отходят разнообразные технологические потоки.

Так, в главный корпус подается топливо, подлежащее использованию, вода для охлаждения отработавшего пара турбин и для других целей и т. д. Из главного корпуса отводятся охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы парогенераторов, шлак и зола при использовании твердых топлив и т. д. Из главного корпуса выводится конечная продукция электростанции — электрическая энергия, а на теплоэлектроцентралях, кроме того, и тепловая энергия с паром или горячей водой (рис. 17-1).

В соответствии с установкой в главном корпусе основных энергетических агрегатов — парогенераторов и турбоагрегатов — в состав главного корпуса входят два основных помещения (отделения): *парогенераторное* и *турбинное* (машинный зал) и, кроме того, так называемое *промежуточное помещение* между парогенераторным и турбинным помещениями для различного вспомогательного оборудования турбоагрегатов и парогенераторов. Промежуточное помещение выполняют многоэтажным (в виде «этажерки»); наличие его способствует устойчивости строительных конструкций главного корпуса, включающих, в частности, колонны наружных (фасадных) стен машинного зала и отделения парогенераторов.

В промежуточном помещении находятся деаэраторы с баками, иногда бункеры топлива и оборудование пылеприготовления. Оно выполняется *двухпролетным,* состоящим из *деаэраторного и бункерного отделений,* или *однопролетным* в виде совмещенного *бункерно-деаэраторного помещения.* Кроме того, в нем размещают РОУ и БРОУ, трубопроводы, электрическое распределительное устройство собственного расхода и тепловые щиты, в том числе *блочные* щиты управления. Эти щиты размещают на основном уровне обслуживания, составляющем — 9—11 м и совпадающем с таковым в помещениях турбоагрегатов и парогенераторов. Бункерное и совмещенное бункерно-деаэраторное помещения входят в состав парогенераторного отделения; отдельно выполненное деаэраторное помещение относят к машинному залу.

В отдельных случаях, например на некоторых газомазутных ТЭС, промежуточное помещение отсутствует, что удешевляет здание, но затрудняет размещение вспомогательного оборудования.

Парогенераторное помещение электростанции на твердом топливе включает *бункерное отделение* с бункерами, в которых обеспечивается запас топлива и парогенераторное помещение. На пылеугольных электростанциях с индивидуальным пылеприготовлением оборудование пылеприготовления размещают в бункерном отделении, но быстроходные угольные мельницы располагают в основном помещении парогенераторов.

В случае централизованной сушки и размола топлива (угля) вне главного корпуса оборудование пылеприготовления размещают в отдельном здании *центрального пылезавода* (ЦПЗ). Там же размещают бункеры сырого угля и промежуточные бункеры угольной пыли. При индивидуальном и центральном пылеприготовлении расходные бункеры угольной пыли (пылевые бункеры) размещают в главном корпусе, близ топочных камер парогенераторов.

Часть вспомогательного оборудования парогенераторов: воздухоподогреватели регенеративного типа, золоуловители (на пылеугольных электростанциях), дымососы — раз-

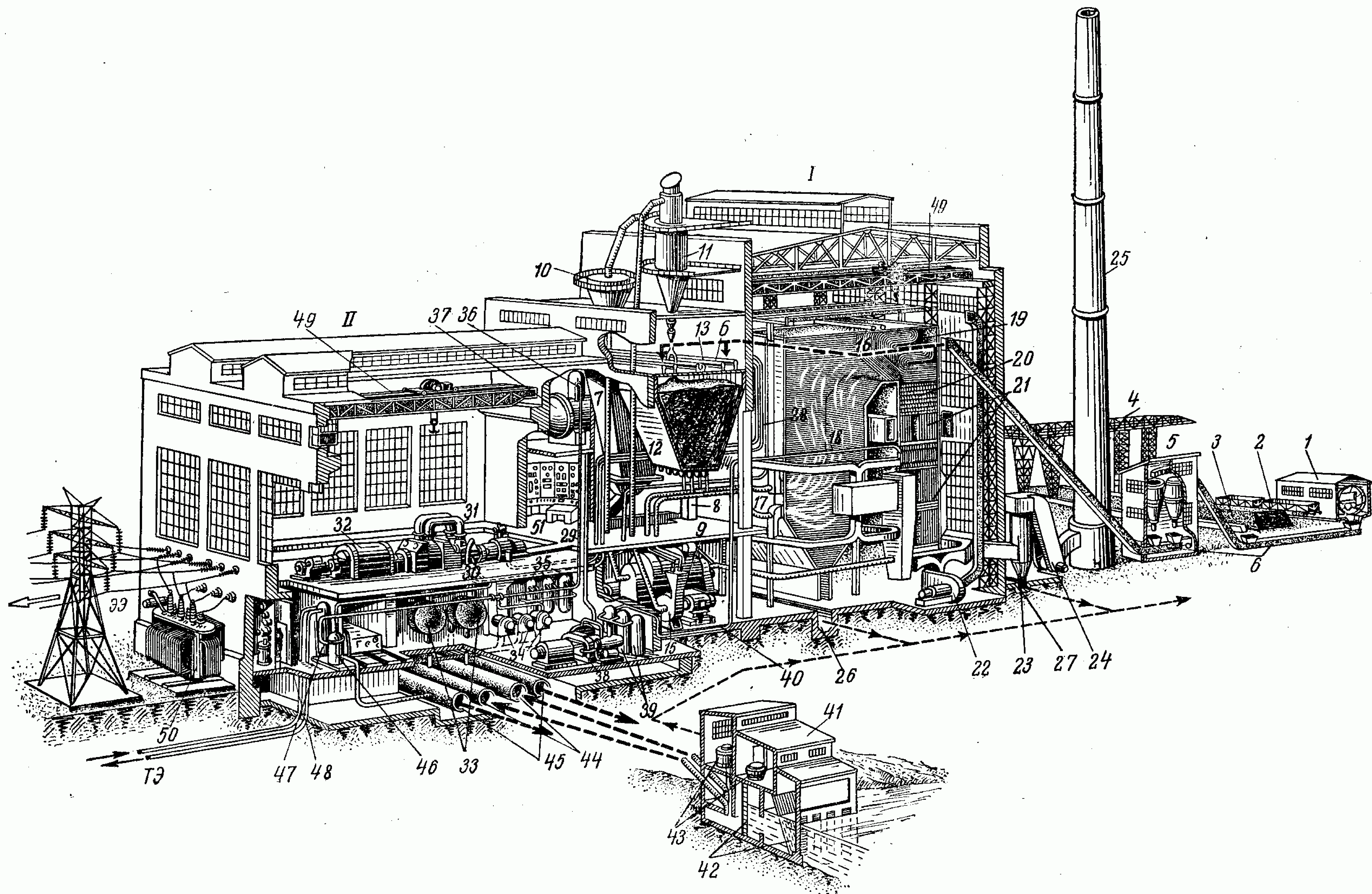


Рис. 17-1. Пространственная схема размещения оборудования и сооружений энергоблока пылеугольной электростанции.

I — помещение парогенераторов; *II* — машинный зал; *1* — разгрузочное устройство; *2* — вагоны с углем на склад; *3* — склад; *4* — кран-перегружатель; *5* — дробильная установка; *6* — ленточные конвейеры; *7, 8* — бункеры и питатели сырого угля; *9* — угольная мельница; *10* — сепаратор; *11* — пылевой циклон; *12* — бункер угольной пыли; *13* — пылевой шнек; *14* — питатели пыли; *15* — мельничный вентилятор; *16* — парогенератор; *17* — пылеугольные горелки; *18* — топочная камера; *19* — пароперегреватели; *20* — водяной экономайзер; *21* — воздухоподогреватель; *22* — дутьевые вентиляторы; *23* — золоуловители; *24* — дымососы; *25* — дымовая труба; *26, 27* — шлакосмывные и золосмывные каналы; *28* — трубопроводы свежего пара; *29, 30* — трубопроводы пара промежуточного перегрева; *31* — паровая турбина; *32* — электрический генератор; *33* — конденсатор; *34* — конденсатные насосы; *35* — регенеративные подогреватели низкого давления; *36* — деаэратор; *37* — бак-аккумулятор; *38* — питательные насосы; *39* — регенеративные подогреватели высокого давления; *40* — питательные трубопроводы; *41* — насосная охлаждающей воды; *42* — очистные сетки; *43* — насосы охлаждающей воды; *44, 45* — подающие и сливные трубопроводы охлаждающей воды; *46* — фильтры химического обессоливания воды; *47* — сетевые подогреватели; *48* — электрическое распределительное устройство собственного расхода; *49* — электрический мостовой кран; *50* — повышающие электрические трансформаторы; *51* — тепловые щиты управления; *ЭЭ* — электроэнергия высокого напряжения; *ТЭ* — тепловая энергия.

мещают, как правило, вне главного корпуса, рядом с ним, на открытом воздухе.

Сухие золоуловители, как правило, во всех климатических районах устанавливают на открытом воздухе, нижние части обычно закрыты. Мокрые золоуловители при расчетной температуре отопления ниже минус 15°С устанавливают в закрытом помещении; сопла и нижнюю часть мокрых золоуловителей закрывают во всех климатических районах.

Дымососы и дутьевые вентиляторы устанавливают на открытом воздухе при использовании газа и мазута во всех климатических районах, при использовании твердого топлива — при расчетной температуре отопления выше чем минус 28°С (как для вынесенных трубчатых, так и регенеративных воздухоподогревателей). *Дымовые трубы* железобетонные (или с металлическими стволами) сооружают вблизи главного корпуса со стороны парогенераторного помещения (рис. 17-1).

При благоприятных условиях, в районах с теплым климатом, на открытом воздухе возможно расположить также и основное оборудование: парогенераторы, специально выполняемые, и турбоагрегаты, защищаемые при этом легкими укрытиями. Конденсационное помещение (с конденсаторами турбин, теплообменниками и насосами) выполняют закрытым.

Под компоновкой главного корпуса электростанции понимают взаимное размещение оборудования и строительных конструкций, а также отдельных его помещений, указанных выше.

Выбор для вновь проектируемой электростанции компоновки главного корпуса имеет большое техническое и экономическое значение. Основным при этом является принцип размещения оборудования главного корпуса в соответствии с последовательностью технологического процесса.

При правильной и целесообразной компоновке главного корпуса должны соблюдаться следующие технико-экономические требования.

1. Обеспечение надежного, бесперебойного и удобного осуществления технологического процесса, в частности соблюдение необходимого уклона (60—65° к горизонтали) стенок бункеров топлива для беспрепятственного его продвижения к месту выхода из бункера (устью); необходимой высоты размещения баков питательной воды над питательными насосами (обычно примерно 20 м) и т. д.

Пожароопасные вещества (машинное масло, мазут) надежно изолируют и удаляют от горячих элементов оборудования; баки воды не размещают непосредственно над электротехническим оборудованием; газопроводы располагают в верхней части парогенераторного помещения. Оборудование с взрывоопасными веществами (ресиверы сжатого воздуха и др.) размещают вне главного корпуса и т. п.

Строительные конструкции не должны подвергаться вибрации, вызываемой работой вращающихся механизмов.

2. Экономичность сооружения и эксплуатации. Стоимость сооружения (капиталовложения) главного корпуса, затрата материалов на строительные конструкции и различные технологические линии (трубопроводы пара, воды, масла, воздуховоды и газоходы и др.) должны быть возможно наименьшими.

Требования снижения стоимости технологических линий коммуникаций и эксплуатационных расходов, обусловливаемых энергетическими потерями в этих линиях, совпадают. Для выполнения этих требований технологически связанное оборудование по возможности должно быть сближено.

3. Удобство эксплуатации, сооружения и монтажа оборудования главного корпуса. Компоновка главного корпуса должна предусматривать удобное централизованное автоматическое управление работой агрегатов и энергоблоков, удобные места для размещения щитов и пультов управления. Для контроля работы оборудования, его ревизии, проведения ремонтных работ должен быть обеспечен удобный доступ к элементам оборудования. Вокруг оборудования должно быть достаточно места для проведения указанных работ, для выемки деталей оборудования — трубок теплообменников, роторов электрических генераторов и т. п.

Проведение монтажных и ремонтных работ обеспечивается необходимыми грузоподъемными механизмами. Обязательна установка в машинном зале одного-двух мостовых электрических кранов грузоподъемностью, рассчитанной на наиболее тяжелые детали турбоагрегатов (статоры электрических генераторов, конденсаторы турбин и др.). В помещении парогенераторов устанавливают один-два мостовых электрических крана. Вспомогательное оборудование также обслуживают грузоподъемными механизмами. На электростанции устраивают, кроме того, пассажирские и грузовые лифты.

Монтажно-ремонтные площадки с железнодорожным въездом нормальной колеи выполняют в машинном отделении со стороны постоянного и временного торцов здания; на ТЭЦ допускается въезд только со стороны временного торца. При поперечном расположении шести и более турбоагрегатов допуска-

ется устройство промежуточной ремонтной площадки.

Устраивают железнодорожный въезд нормальной колеи также в парогенераторное отделение, в которое предусматривают, кроме того, въезд автотранспортом, электрокарами и тягачами. Боковые въезды для автотранспорта предусматривают примерно через каждые 200 м длины помещения парогенераторов (со стороны дымососной).

При компоновке главного корпуса предусматривают механизацию и удобство его сооружения. В целях индустриализации строительства широко применяют сборный железобетон и стальные конструкции; при этом сооружение здания сводится в основном к монтажу строительных конструкций грузоподъемными механизмами.

Целесообразно предусматривать возможность дополнительного расширения главного корпуса.

4. Обеспечение должных санитарно-гигиенических условий труда персонала электростанции, а также жизни населения в районе электростанции. Рабочие места персонала обеспечивают хорошим естественным освещением и естественной вентиляцией (аэрацией с притоком свежего воздуха), электрическими лампами дневного света, эффективной искусственной вентиляцией (с созданием воздушных «оазисов»).

Для защиты от загрязнений открытых производственных установок (электрические распределительные устройства), для сохранения здоровья персонала и населения, для охраны природы района электростанции при компоновке главного корпуса предусматривают возможно полную очистку дымовых газов парогенераторов от твердых примесей (летучая зола, несгоревшие твердые частицы угля) в золоуловителях (электрофильтрах и т. п.). Окислы серы и азота, содержащиеся в дымовых газах, ввиду технических и экономических трудностей их улавливания удаляют с общим потоком дымовых газов через высокие дымовые трубы (200—350 м) для рассеивания примесей на большой территории и поддержания концентрации вредных примесей в окружающем воздухе (на уровне дыхания человека) в допустимых пределах.

Санитарно-гигиенические требования оказали большое влияние на развитие типов компоновки главного корпуса электростанции. Они способствовали выносу золоуловителей, дымососов и дымовых труб за пределы главного корпуса, на открытый воздух, где можно размещать высокоэффективные золоуловители (многопольные электрофильтры) на уровне земли и сооружать высокие дымовые трубы.

Перечисленные технические и экономические требования к компоновкам главного корпуса частично взаимно противоречивы (например, требования удешевления главного корпуса и удобств эксплуатации или обеспечения санитарно-гигиенических условий). Это обстоятельство усложняет задачу проектирования главного корпуса и выбора наиболее рациональной его компоновки.

17-2. ТИПЫ КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ОТДЕЛЬНЫХ ЕГО ПОМЕЩЕНИЙ

Типы компоновки главного корпуса

Тип компоновки главного корпуса электростанции зависит от многих факторов, из которых нужно выделить следующие:

1. Вид топлива (уголь, газ, мазут и др.), способы его подачи (железнодорожным или иным путем) и подготовки (предварительная подсушка влажных твердых топлив, замкнутая или разомкнутая схема сушки топлива; индивидуальная или центральная система пылеприготовления).

Наиболее распространены в Советском Союзе пылеугольные электростанции с замкнутой схемой сушки и индивидуальным пылеприготовлением и газомазутные.

Имеются также пылеугольные электростанции с разомкнутой схемой сушки и индивидуальным пылеприготовлением или с центральным пылезаводом, электростанции торфяные и на сланцах.

На современных электростанциях твердое топливо (уголь) подают в бункерное отделение главного корпуса (или центрального пылезавода), как правило, ленточными конвейерами (транспортерами) большой производительности по одному или двум трактам.

Низкосортное топливо, в особенности торф, подавался ранее в главный корпус электростанции железнодорожными вагонами или даже вагонетками узкой колеи. Это требовало устройства двух и более параллельных трактов топливоподачи и применения сложных типов компоновки главного корпуса и парогенераторных отделений.

Применение газомазутного топлива существенно упрощает компоновку главного корпуса: отсутствуют бункерное отделение, устройства пылеприготовления, золоуловители, шлако- и золоудаление.

2. Энергетический тип электростанции (конденсационная электростанция или теплоэлектроцентраль); тип и число турбоагрегатов и парогенераторов; технологическая структура электростанции — блочная или неблочная.

В СССР сооружают преимущественно крупные конденсационные электростанции с шестью — восемью энергоблоками. Большое распространение (около одной трети электрической мощности) имеют также теплоэлектроцентрали, как правило, докритических параметров пара с неблочной структурой. Наиболее крупные ТЭЦ отопительного типа выполняют с агрегатами сверхкритических параметров пара, с блочной структурой.

На электростанции с одинаковыми энергоблоками главный корпус составляется из одинаковых частей, включающих блок, состоящий из турбоагрегата, парогенератора и вспомогательного оборудования. Отводят место, кроме того, для общестанционного оборудования (баки, насосы и др.).

В СССР, как правило, устанавливают одновальные турбоагрегаты. В виде исключения на одной из электростанций установлен двухвальный турбоагрегат 800 МВт.

Парогенераторы, изготовляемые в СССР, имеют обычно П-образную компоновку; при использовании высокозольных топлив с абразивной золой — Т-образную компоновку. Разрабатывают новые типы парогенераторов — Г-образные, башенные и др. Тип компоновки парогенератора определяется, в частности, требованиями рациональной компоновки энергоблока и главного корпуса электростанции.

На электростанциях СССР фундаменты колонн здания и оборудования выполняют раздельно из-за возможной неравномерной их осадки и для устранения передачи вибраций от оборудования строительным конструкциям здания. На электростанциях США часто устраивают общую фундаментную плиту под всем главным корпусом.

В настоящее время для новых крупных электростанций СССР с энергоблоками 500, 800 МВт и большей мощности применяют подвесные конструкции парогенераторов, нагрузка от которых передается каркасу здания парогенераторов. При этом отсутствует фундамент под парогенератором.

На электростанциях неблочной структуры нет прямой связи между турбинами и парогенераторами. Парогенераторы размещают в парогенераторном отделении почти независимо от размещения турбоагрегатов в машинном зале.

Тип компоновки главного корпуса электростанции зависит от состояния техники энергомашиностроения, от соотношения мощностей и числа турбоагрегатов и парогенераторов. Из-за отставания в прошлом технического уровня производства парогенераторов на один турбоагрегат приходилось по нескольку парогенераторов. Это приводило к применению для ТЭС на низкосортном твердом топливе компоновок с несколькими зданиями для парогенераторов.

3. Требования экономичности сооружения, удобства эксплуатации и санитарно-гигиенические. Эти требования привели в свое время к сниженному размещению золоуловителей, дымовых труб и дымососов на уровне земли. Это позволило вынести указанные установки и оборудование за пределы главного корпуса, на открытый воздух.

4. Климатические и метеорологические условия в районе электростанции. При благоприятных условиях (отсутствие обильных осадков, сильных ветров, пылевых бурь, туманов) и теплом климате целесообразно применение открытой компоновки главного корпуса. Такая компоновка дает значительную экономию строительных материалов и труда на сооружение здания главного корпуса, но относительно меньшую экономию общих затрат на главный корпус ввиду одновременного удорожания оборудования, устанавливаемого на открытом воздухе.

Типы компоновок главного корпуса характеризуются следующими признаками:

I. *Степень закрытия основных агрегатов — турбоагрегатов и парогенераторов.* По этому признаку компоновки главного корпуса разделяются на

1) *закрытые компоновки,* при которых турбоагрегаты и парогенераторы находятся внутри соответствующих помещений. Этот тип компоновки — основной как в СССР, так и за рубежом;

2) *полузакрытые компоновки,* которые характеризуются закрытым размещением турбоагрегатов и частичным открытием парогенераторов, а именно задней стенки их конвективной шахты, заменяющей часть стены помещения парогенераторов; в промежутках между парогенераторами стена этого помещения выполняется. Перекрытие помещения парогенераторов при этом опирается обычно на выведенный вверх и усиленный каркас парогенераторов.

Полузакрытые компоновки в СССР применять перестали ввиду трудностей, возникающих при монтаже и строительстве электростанции, в особенности в условиях холодного климата, а также необходимости специального выполнения конвективной шахты парогенератора;

3) *полуоткрытые компоновки,* которые имеют закрытый машинный зал и открытое размещение парогенераторов, над которыми для защиты от осадков устраивают навесы; галереи обслуживания парогенераторов на различных уровнях при этом также закры-

вают. Такие компоновки встречаются редко. Так была выполнена первая в СССР полуоткрытая компоновка ТЭЦ Сумгаит в районе г. Баку;

4) *открытые компоновки,* характеризующиеся открытой верхней частью машинного зала, закрытым конденсационным помещением и открытым размещением парогенераторов. Турбоагрегаты при этом защищают легкими укрытиями типа ангара, внутри которого может находиться персонал для контроля работы и выполнения мелкого ремонта турбоагрегатов с использованием небольшого передвижного крана. Электростанции с открытой компоновкой имеются в южных районах СССР (Кавказ, Средняя Азия), а также в США. В настоящее время электростанции с открытой компоновкой сооружают редко ввиду сравнительно небольшой общей экономии капиталовложений, необходимости специального выполнения оборудования, размещаемого на открытом воздухе, неудобств работы персонала при неблагоприятных атмосферных условиях (осадки, ветер, солнечная радиация).

II. *Взаимное расположение помещений для турбоагрегатов и парогенераторов.* Этот признак характеризует в основном закрытые компоновки, различающиеся следующими вариантами:

1. Помещения турбоагрегатов и парогенераторов *примыкают* друг к другу или к промежуточному (деаэраторному) помещению с двух сторон, образуя вместе единое здание. Такую компоновку называют *компоновкой сомкнутой;* это — основной тип компоновок главного корпуса электростанций. Сомкнутые компоновки могут быть следующих видов:

а) *продольные оси* машинного зала и помещения парогенераторов *перпендикулярны.* Такие *перпендикулярные компоновки* с двумя или тремя помещениями парогенераторов применяли на первых районных электростанциях на низкосортных топливах, в основном на торфе. Перпендикулярные компоновки в связи с прогрессом техники парогенераторостроения и топливоподачи уже давно не применяют, так как они дороги и неудобны в эксплуатации;

б) *продольные оси* машинного зала и помещения парогенераторов *параллельны.* Такая *параллельная компоновка* — основной вид сомкнутой компоновки главного корпуса. При этом общая длина машинного зала и помещения парогенераторов электростанции должна по возможности совпадать. На первых районных электростанциях число парогенераторов значительно превышало число турбин. Тогда парогенераторы устанавливали в два ряда: фронтами наружу или внутрь. Оба эти варианта имеют существенные недостатки, поэтому в дальнейшем перешли к однорядному размещению парогенераторов в здании;

в) особые типы сомкнутых компоновок главного корпуса, например с одним машинным залом и двумя примыкающими к нему с противоположных сторон и параллельными ему помещениями парогенераторов. Возможен обратный случай — одно помещение парогенераторов, например башенного типа, и два примыкающих к нему машинных зала.

2. Турбоагрегаты и парогенераторы размещаются в двух отдельных параллельных зданиях, находящихся на небольшом расстоянии друг от друга и соединяемых мостиками для перехода персонала, прокладки трубопроводов, электрических кабелей и др. Такую компоновку называют разомкнутой. Из-за повышенной стоимости строительной части, трубопроводов пара и воды, а также из-за усложнения эксплуатации разомкнутые компоновки не применяют. Они встречаются на теплоэлектроцентралях с невысокими параметрами пара, сооруженных в СССР в тридцатых годах.

Компоновка помещения парогенераторов

На современных электростанциях принято *однорядное* размещение *парогенераторов* в здании.

Тип компоновки парогенераторной установки определяется следующим: типом и размещением парогенераторов, видом и подготовкой топлива, взаимным размещением бункеров и пылеприготовительного оборудования, размещением золоуловителей и тяговой установки.

На современных ТЭС применяют парогенераторы П, Т, Г-образного или башенного типа.

На ТЭС с индивидуальной системой пылеприготовления бункерное отделение размещают со стороны машинного зала (*внутреннее* бункерное отделение) или со стороны наружной стены здания (*наружное* бункерное отделение). Реже размещают бункеры между парогенераторами. Встречается и двухрядное бункерное отделение, оно размещается по обе стороны парогенератора Т-образного типа.

Размеры бункеров сырого угля принимают такими, чтобы обеспечивать для каменных углей и АШ запас не менее чем на 8 ч (по АШ), для бурых углей и сланца — не менее чем на 5 ч, для торфа — не менее чем на 3 ч работы парогенератора с полной нагрузкой.

Угол наклона стенок бункеров сырого угля принимают не менее 60° для угля и сланца и не менее 65° для торфа. Выходное

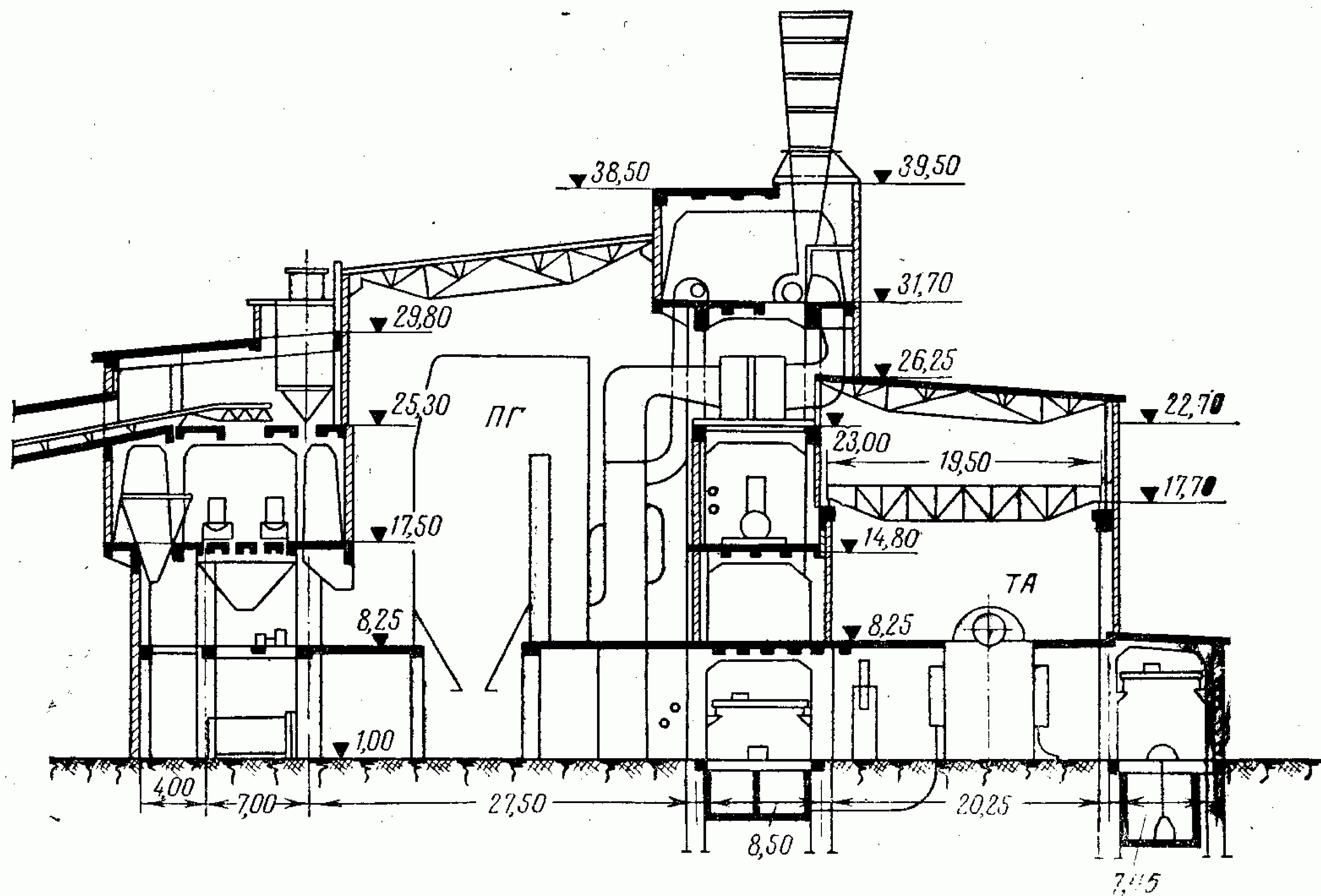


Рис. 17-2. Поперечный разрез главного корпуса пылеугольной электростанции с наружным бункерным отделением и верхним размещением тягодутьевых устройств.

ПГ — парогенератор; *ТА* — турбоагрегат.

сечение бункеров сырого угля выполняют со сторонами размером не менее 1 м.

Полезную емкость промежуточных бункеров пыли парогенераторов принимают исходя из запаса не менее 2—2,5-часового номинального расхода сверх «несрабатываемой» емкости, необходимой для надежной работы пылепитателей. При установке одной мельницы на парогенератор полезная емкость бункера обеспечивает 4-часовой запас пыли.

Шаровые барабанные мельницы устанавливают в бункерном отделении; быстроходные мельницы — непосредственно у фронта парогенератора, в основной части парогенераторного здания.

Золоуловители (электрофильтры), дымососы и дымовые трубы располагают, как правило, на уровне земли, вблизи наружной стены помещения парогенераторов.

Здание парогенераторов выполняют обычно единым. Размещение парогенераторов П-образного типа возможно фронтом к наружной (фасадной) или внутренней продольной стене здания. Размещение парогенераторов фронтом к наружной стене было типичным для первых районных пылеугольных электростанций Советского Союза. Такая компоновка обусловливалась правилами того времени, разрешавшими размещение пылеприготовительного оборудования только у наружной стены парогенераторного помещения.

На этих электростанциях дымовые газы отводились из парогенератора через золоуловители и дымососы, размещаемые внутри здания, к дымовой трубе, устанавливаемой на верхних перекрытиях главного здания (рис. 17-2) или сооружаемой вне здания (рис. 17-3,*а*). В дальнейшем золоуловители, дымососы также размещали вне главного корпуса, на открытом воздухе; при этом возможна установка парогенератора фронтом к машинному залу (промежуточному помещению) (рис. 17-3,*б*). На современных пылеугольных электростанциях СССР с энергоблоками 150, 200 и 300 МВт, а также на ТЭЦ принято внутреннее бункерно-деаэраторное помещение, парогенераторы размещены фронтом, обращенным к машинному залу. На рис. 17-4 показан первоначальный тип такой компоновки.

Резко упрощается компоновка парогенераторного отделения при газомазутном топливе. В этом случае фронт парогенераторов естественно располагать со стороны машинного зала (промежуточного помещения).

Компоновка машинного зала

Машинный зал разделяется по высоте на два помещения: в верхнем устанавливают турбоагрегат, в нижнем — конденсационном — размещают фундамент турбоагрегата, конденсаторы и вспомогательное оборудова-

ние, регенеративные и сетевые подогреватели и другие теплообменники, питательные, конденсатные, дренажные и прочие насосы. Насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин также устанавливают в конденсационном помещении, если уровень воды в источнике водоснабжения колеблется в небольших пределах и не требуется значительно заглублять насосы, а из-за этого и фундаменты в машинном зале.

Под полом конденсационного помещения возможно устройство, подвала глубиной 3—4 м, до низа фундаментов под турбоагрегат и колонны здания, в котором размещают, в частности, конденсатные насосы, прокладывают трубопроводы охлаждающей воды, электрические кабели и другие линии коммуникаций.

Между верхним помещением турбоагрегатов и нижним конденсационным сплошного перекрытия не выполняют; это позволяет обслуживать мостовым краном, находящимся

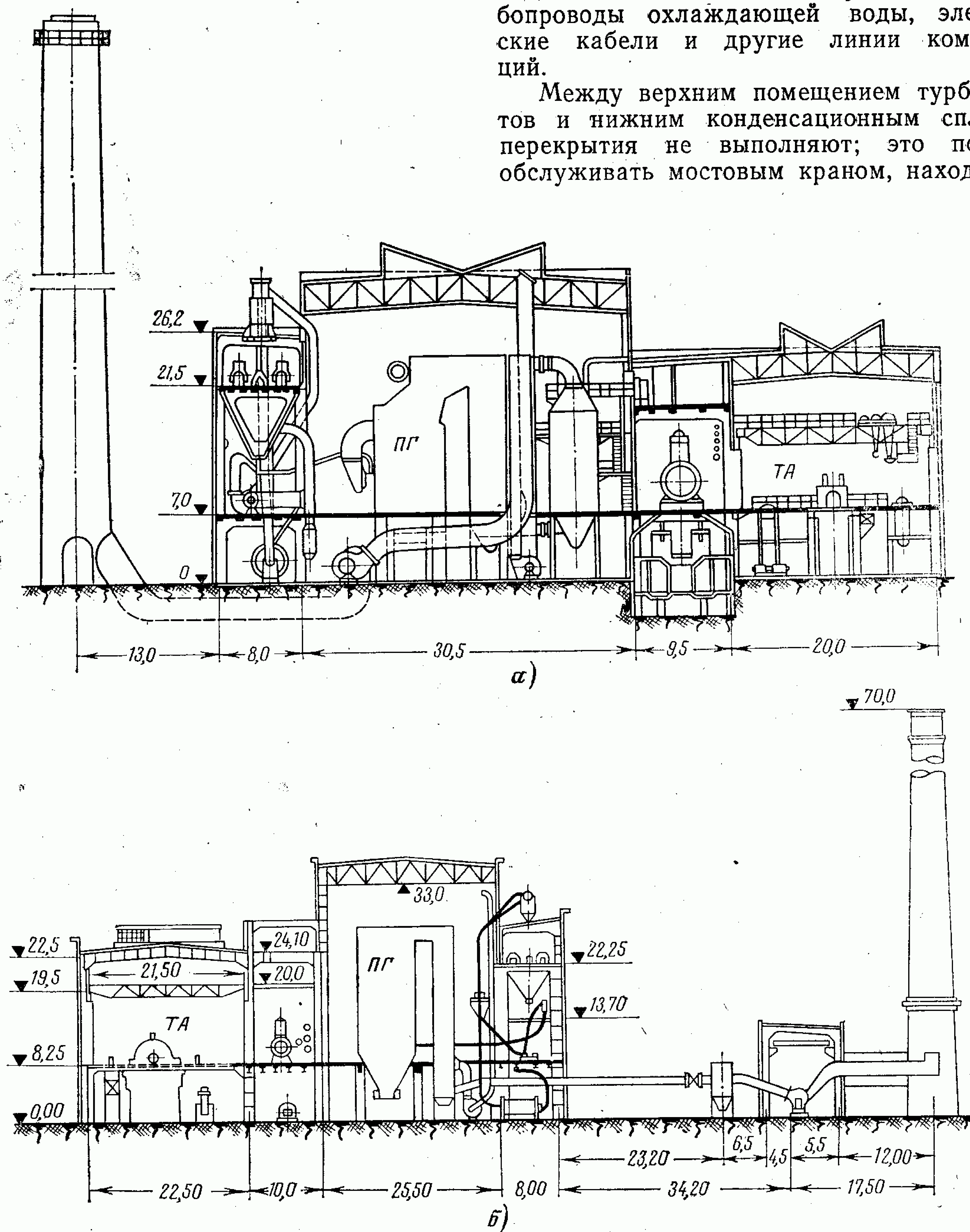


Рис. 17-3. Поперечный разрез главного корпуса пылеугольной электростанции с наружным бункерным отделением и нижним размещением тягодутьевой установки.

а — с фронтом парогенератора со стороны бункерного отделения; *б* — с фронтом парогенератора со стороны промежуточного помещения.

вверху машинного зала, не только турбоагрегаты, но и вспомогательное оборудование в конденсационном отделении. Вокруг турбоагрегатов устраивают площадки обслуживания, соединяемые переходами с галереями, идущими вдоль колонн и стен машинного зала. Между площадками обслуживания и галереями остаются проемы, свободные от перекрытия, позволяющие обслуживать вспомогательное оборудование основным мостовым краном. Такое общепринятое расположение турбоагрегатов в машинном зале называют *«островным»*. Освещение конденсационного помещения при этом также улучшается, а здание удешевляется.

Здание машинного зала имеет колонны, верхнее перекрытие с кровлей, продольные и торцевые стены. Одну из торцевых стен, со стороны основного подъезда к главному корпусу, выполняют постоянной, другую обычно временной, иногда передвижной на катках. Расстояние между колоннами (продольный их шаг) для крупных электростанций принято 12 м. Основные строительные размеры здания машинного зала, выполняемого из сборного железобетона, должны быть кратны 3 м, так называемому «модулю» сборного железобетона.

Возможны два способа расположения турбоагрегатов в машинном зале: продольное, при котором продольная ось турбоагрегата параллельна продольной оси машинного зала (рис. 17-5), и поперечное, когда указанные оси перпендикулярны (рис. 17-6).

Продольное размещение турбоагрегатов можно выполнить, устанавливая все турбоагрегаты одинаково, турбинами в одну и генераторами в противоположную сторону; такое размещение называют *последовательным*, а также размещением «цугом» или «гуськом». При такой компоновке одинаковые турбоагрегаты и их вспомогательное оборудование имеют одинаковое размещение, что удобно для эксплуатации, монтажа и строительства.

При последовательном расположении турбоагрегатов предпочтительнее, при прочих равных условиях, установка их турбинами к постоянной торцевой стене. При этом для выемки ротора электрического генератора крайнего агрегата не требуется специального места, так как со стороны временного торца, как правило, имеется монтажная площадка.

При выборе размещения турбоагрегатов паровыми турбинами или электрическими генераторами в сторону постоянного торца учитывают длину трубопроводов, наличие «правой» или «левой» модели турбоагрегата и другие факторы.

Реже применяют продольную, так называемую «встречную» установку турбоагрегатов попарно, турбинами друг против друга. Продольное размещение турбоагрегатов характерно преимущественно для электростанций неблочной структуры.

На электростанциях Советского Союза блочной структуры широко применяется *поперечное размещение турбоагрегатов* в машинном зале. При таком размещении продольные размеры здания (размеры «ячейки»),

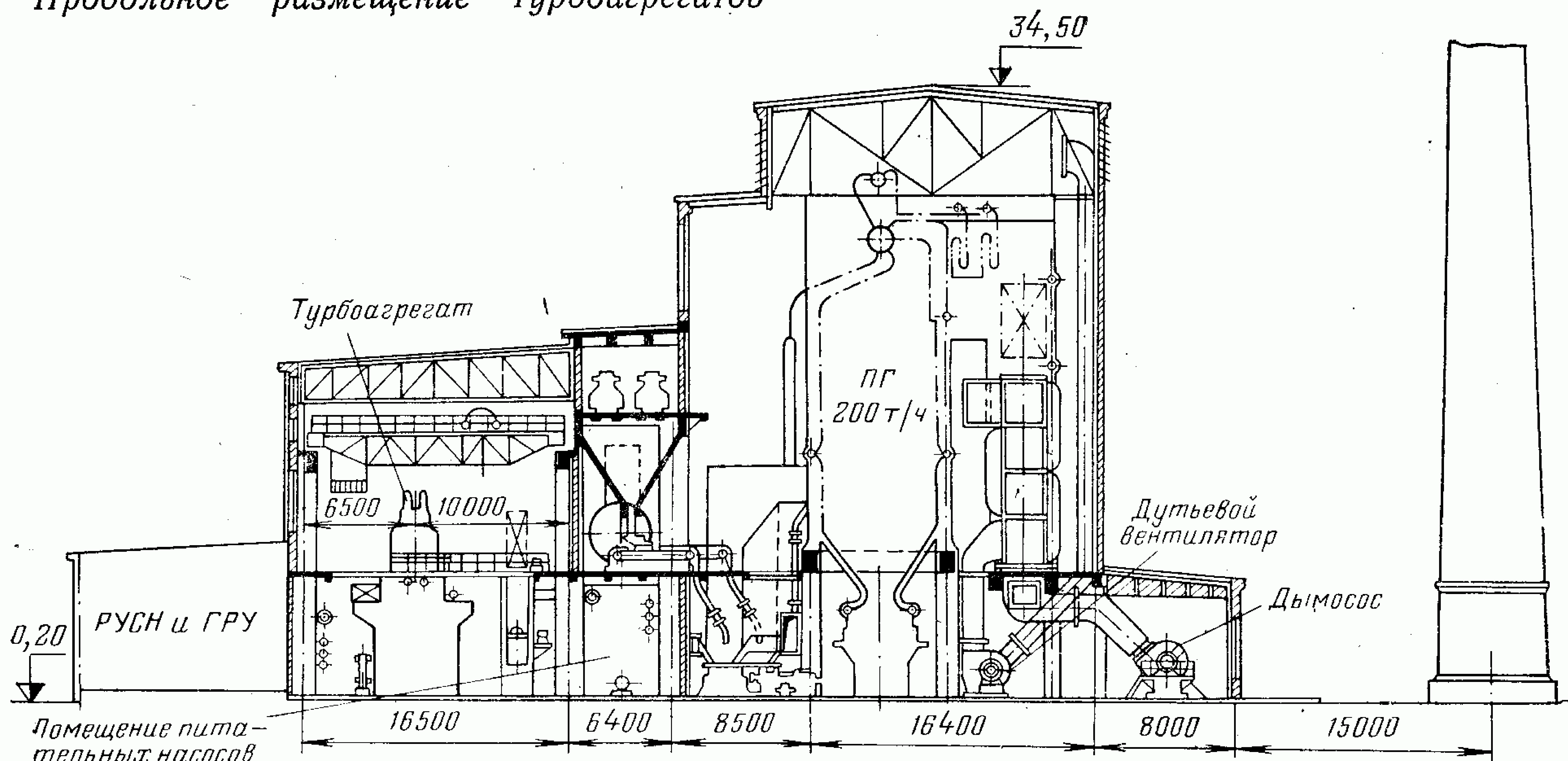


Рис. 17-4. Поперечный разрез главного корпуса пылеугольной электростанции с деаэраторами и питательными насосами во внутреннем бункерно-деаэраторном отделении и опиранием перекрытия парогенераторного помещения на каркас парогенераторов.

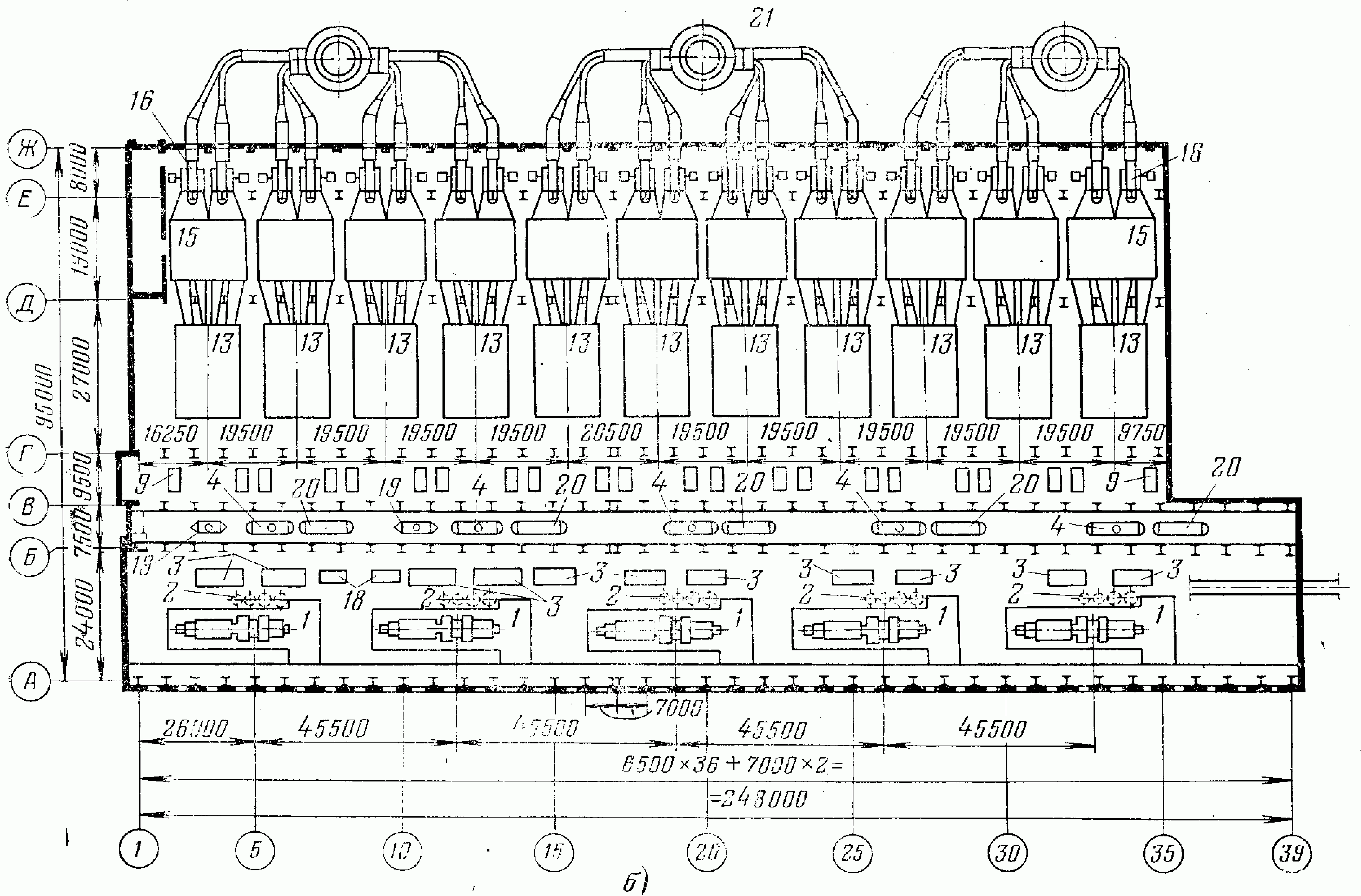
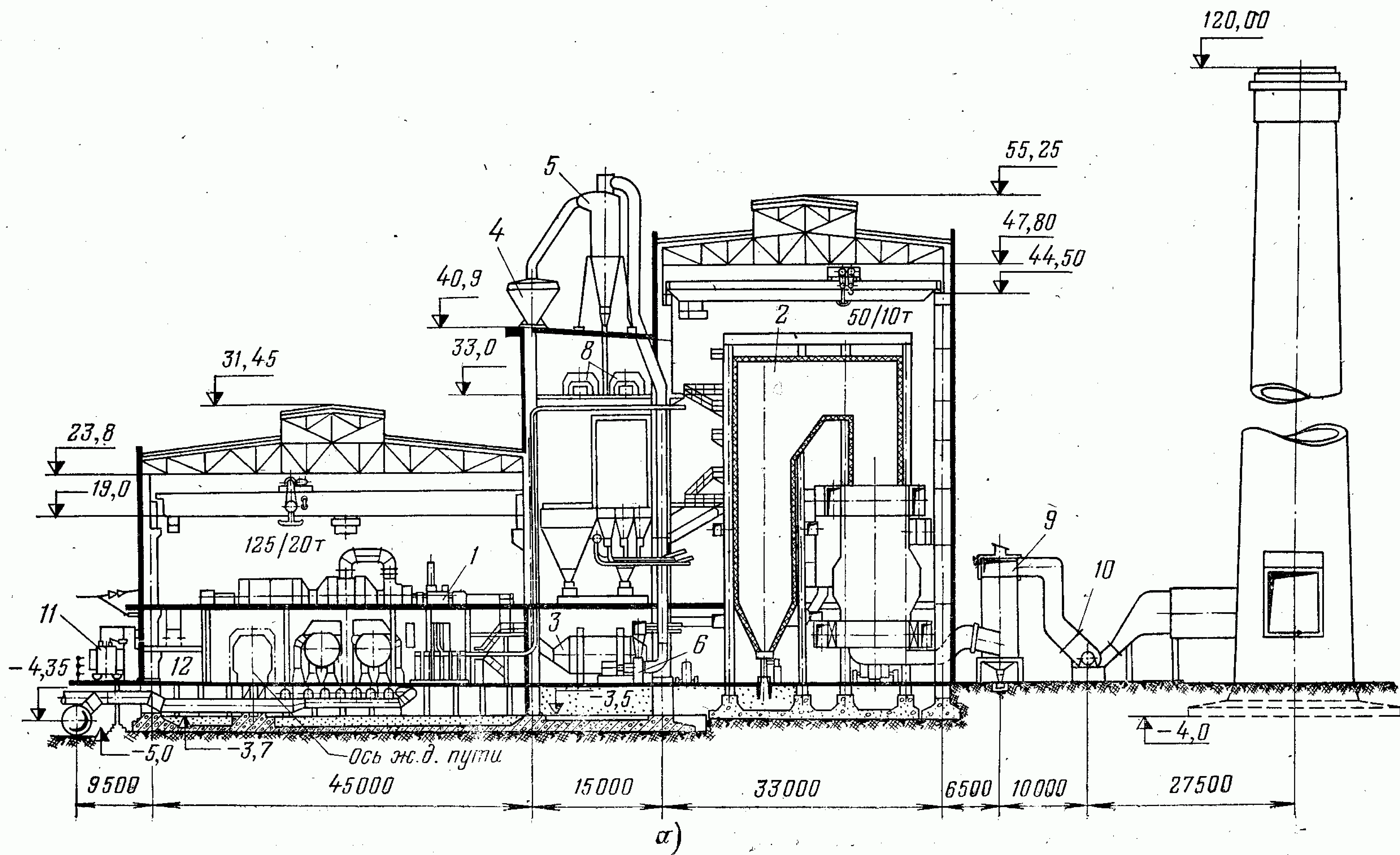


Рис. 17-5. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции со смежными деаэраторным и внутренним бункерным отделениями, с продольным размещением турбоагрегатов в машинном зале.

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — турбоагрегат К-100-90; *2* — регенеративные подогреватели; *3* — питательный насос; *4* — основной деаэратор; *5* — распределительное устройство собственного расхода; *6* — конвейеры топливоподачи; *7* — угольные бункеры; *8* — промежуточные бункеры пыли; *9* — шаровая барабанная мельница; *10* — сепаратор пыли; *11* — циклон; *12* — мостовые краны; *13* — парогенератор производительностью 230 т/ч; *14* — дутьевой вентилятор; *15* — электрофильтр; *16* — дымосос; *17* — распределительное устройство электрофильтров; *18* — питательный турбонасос; *19* — деаэратор добавочной воды; *20* — бак питательной воды; *21* — дымовая труба.



120,00
55,25
47,80
44,50
40,9
33,0
31,45
23,8
19,0
125/20т
50/10т
1
2
3
4
5
6
8
9
10
11
12
−4,35
−5,0
−3,7
−3,5
−4,0
Ось ж.д. пути
9500
45000
15000
33000
6500
10000
27500

а)

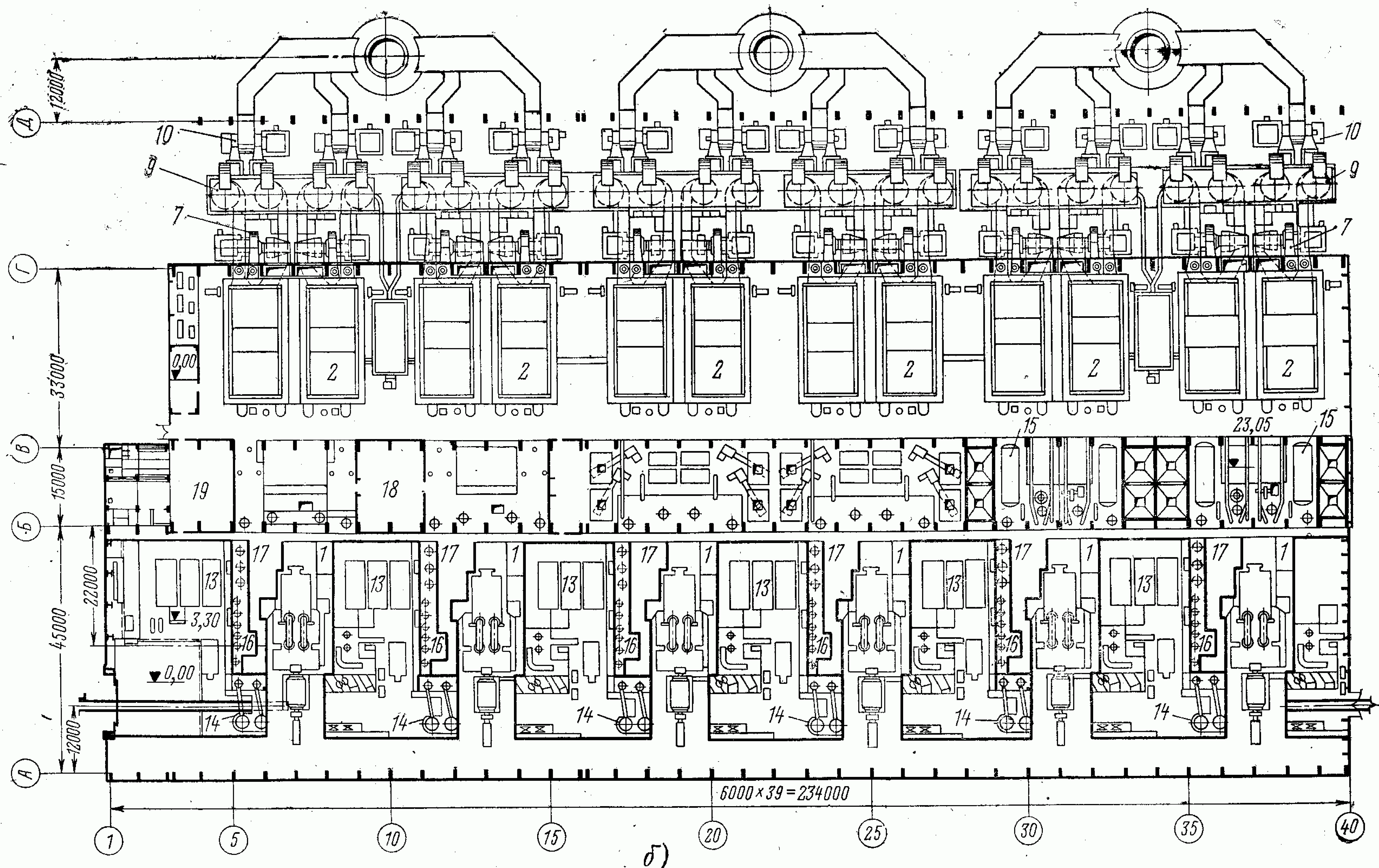
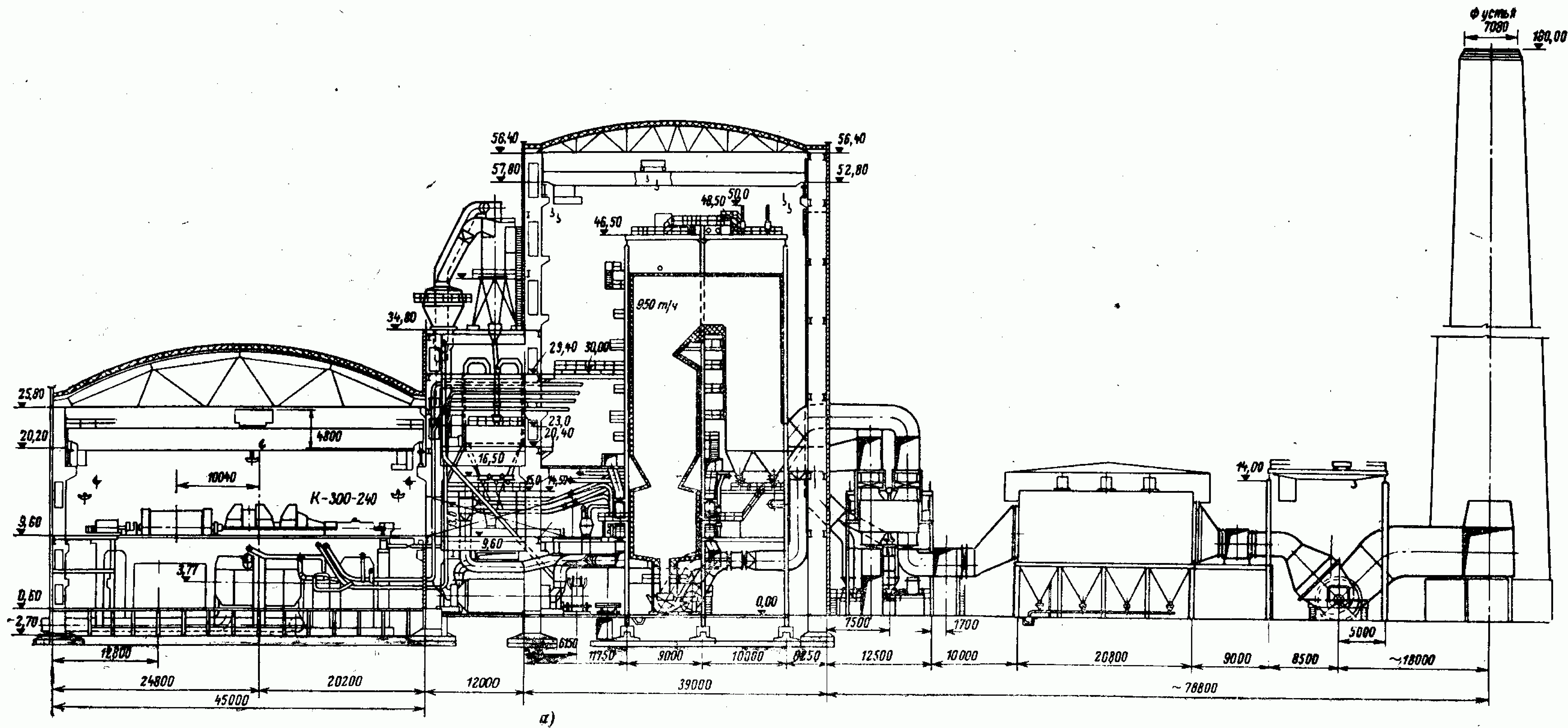


Рис. 17-6. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции 1200 МВт блочной структуры.

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — турбоагрегат типа К-200-130 с параметрами пара 13 МПа, 565/565°C; *2* — парогенератор производительностью 640 т/ч, 14 МПа, 570/570°C; *3* — шаровая барабанная мельница; *4* — сепаратор пыли; *5* — пылевой циклон; *6* — мельничный вентилятор; *7* — дутьевой вентилятор; *8* — конвейеры топливоподачи; *9* — золоуловитель типа МП-ВТИ; *10* — дымосос; *11* — повышающий трансформатор; *12*, *19* — распределительные устройства собственного расхода; *13* — питательные насосы; *14* — испарители; *15* — основной деаэратор; *16* — подогреватели низкого давления; *17* — подогреватели высокого давления; *18* — блочный щит управления.


ф устья
7080
180,00
56,40
57,80
56,40
52,80
50,0
48,50
46,50
950 т/ч
34,80
29,40
30,00
23,0
20,40
16,50
15,0
14,50
9,60
25,80
20,20
4800
10040
K-300-240
9,60
3,77
0,60
-2,70
0,00
14,00
12800
24800
20200
45000
12000
6150
11750
9000
10000
8250
39000
7500
12500
1700
10000
20800
9000
8500
5000
~18000
~78800

а)

б)

Рис. 17-7. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции 2400 МВт с энергоблоками 300 МВт.
а — поперечный разрез; *б* — план.

требуемые для одной турбоустановки и парогенератора данного энергоблока, практически совпадают, в отличие от продольного размещения турбоагрегатов, при котором размер ячейки турбоустановки значительно больше, чем для парогенератора.

Турбоагрегаты устанавливают поперек машинного зала турбиной со стороны парогенераторов, электрическим генератором — со стороны наружной стены машинного зала. Благодаря этому сокращаются длины трубопроводов пара свежего и промежуточного перегрева, а также выводов электрического тока от генераторов к повышающим трансформаторам, устанавливаемым у фасадной стены машинного зала, на открытом воздухе.

При сокращении общей длины машинного зала поперечная установка турбоагрегатов требует значительного увеличения пролета машинного зала — до 45 м (при продольной установке 30 м) при мощности энергоблоков 200—300 МВт.

Дальнейшее укрупнение энергоблоков, увеличивая пролет машинного зала сверх 45 м, делает затруднительным поперечное размещение турбоагрегатов. Так, при мощности энергоблока 500 МВт требуется пролет машинного зала 51 м. Для турбоагрегатов 800 и 1200 МВт требуются пролеты размером соответственно около 75 и 90 м, которые приходится делить промежуточными колоннами на два пролета размером до 45 м. Наличие промежуточного ряда колонн в машинном зале с принятым шагом 12 м затрудняет размещение оборудования, выполнение фундаментов под турбоагрегаты; при этом требуются два мостовых крана вместо одного. Продольное размещение столь крупных одновальных турбоагрегатов приводит к зубчатой компоновке главного корпуса.

17-3. СОВРЕМЕННЫЕ КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА

Пылеугольные конденсационные электростанции

Современные компоновки пылеугольных электростанций Советского Союза характеризуются *внутренним размещением бункерного отделения со стороны машинного зала.*

Такой тип компоновки был принят первоначально для электростанций с невысокими параметрами пара, которые выполнялись с совмещенным бункерно-деаэраторным отделением и опиранием перекрытия парогенераторного помещения на удлиненный и усиленный каркас парогенераторов (см. рис. 17-4).

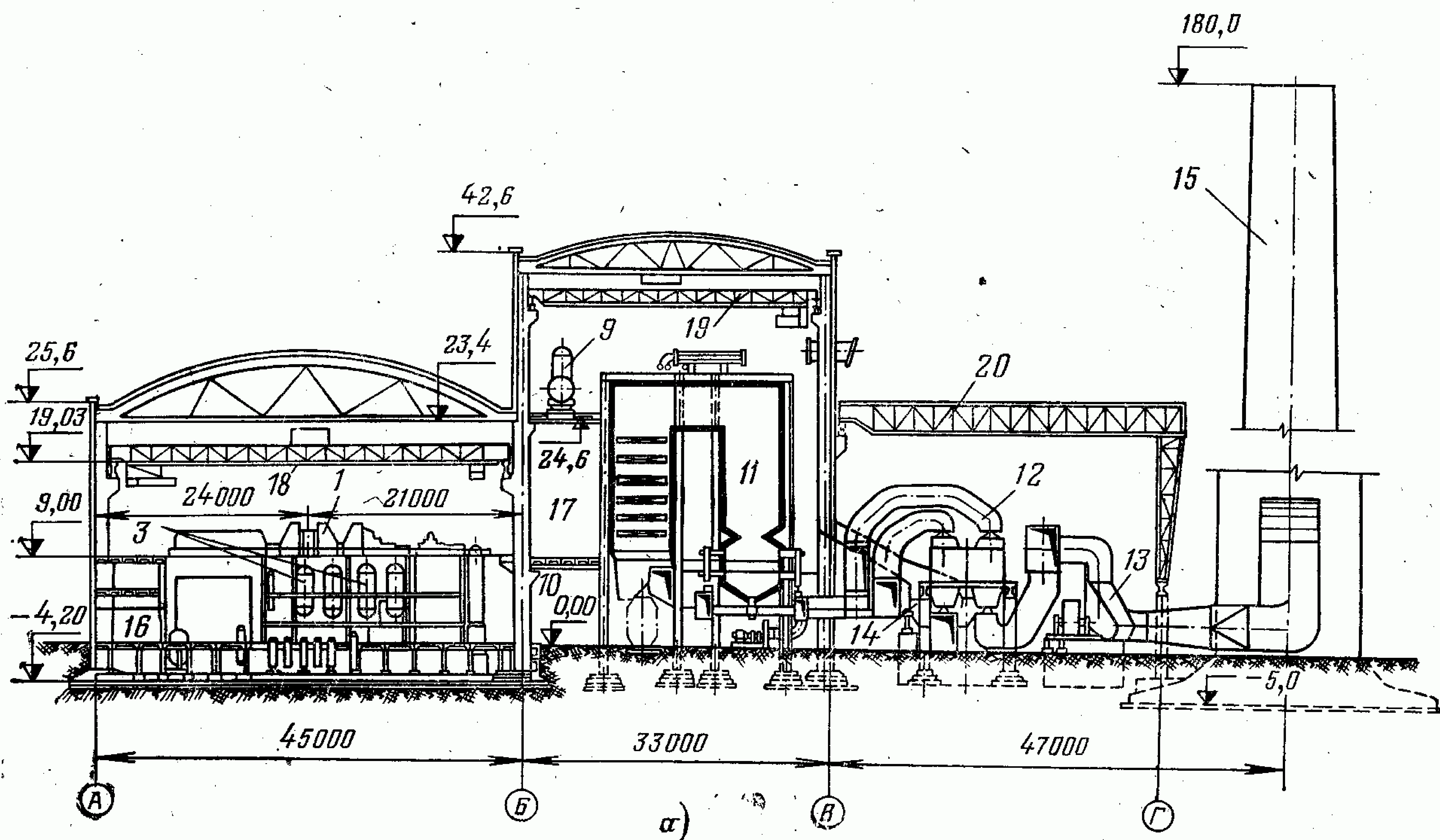
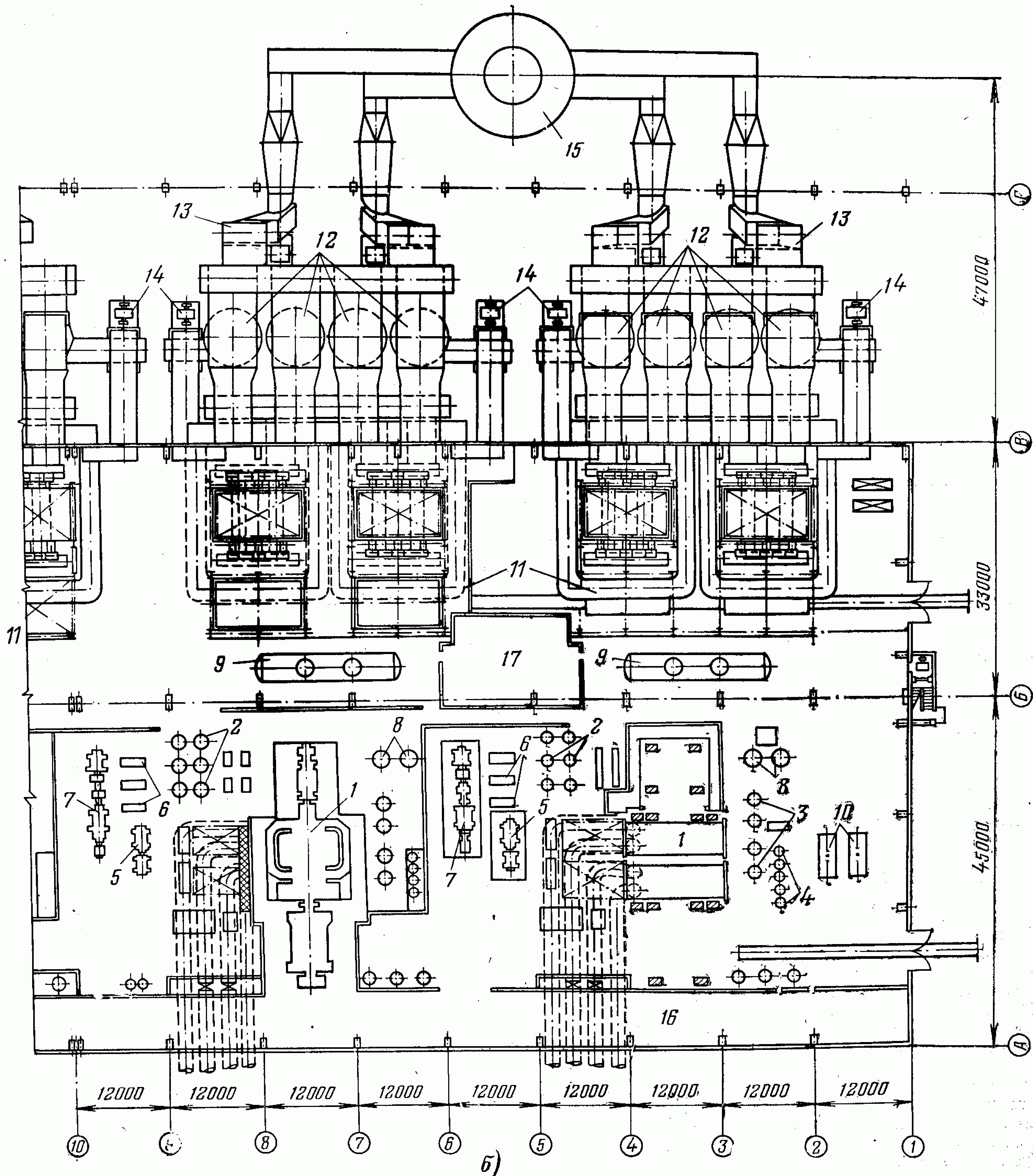


Рис. 17-8. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — турбоагрегат типа К-300-240; *2* — подогреватели высокого давления; *3* — подогреватели питательный насос с электроприводом; *8* — испарители; *9* — деаэраторы; *10* — резервный возбудитель; *11* — парогенератор произво- *16* — распределительное устройство собственного расхода; *17* — блочный щит управления; *18* — мостовой кран машинного зала гру- ния грузоподъе

Крупные пылеугольные электростанции высоких параметров, без промежуточного перегрева пара, неблочной структуры выполняли со смежными бункерным и деаэраторным помещениями и продольным расположением турбоагрегатов в машинном зале (см. рис. 17-5).

По этому типу сооружались главные корпуса пылеугольных электростанций первого



с энергоблоками 300 МВт.

низкого давления; 4 — конденсатные и сливные насосы; 5 — питательный насос с турбоприводом; 6 — предвключенные насосы; 7 — дительностью 950 т/ч; 12 — регенеративные воздухоподогреватели; 13 — дымосос; 14 — дутьевой вентилятор; 15 — дымовая труба; зоподъемностью 125 т; 19 — мостовой кран парогенераторного отделения грузоподъемностью 30 т; 20 — кран дымососного отделе- мностью 30 т.

послевоенного периода с турбоагрегатами мощностью преимущественно 100 МВт, 90 МПа, 535°С. Золоуловители (электрофильтры) и дымососы размещали первоначально в закрытых помещениях, в пристройках к фасадной стене парогенераторного помещения.

При управлении работой парогенераторов с местных щитов в бункерном отделении условия труда персонала из-за отсутствия естественного освещения и аэрации были неудовлетворительны.

На электростанциях блочной структуры с более крупными турбоагрегатами 150 и 200 МВт, 12,7 МПа, а в дальнейшем и 300 МВт, 23,5 МПа, 540°С, с промежуточным перегревом пара до 540°С принято поперечное размещение турбоагрегатов в машинном зале с совмещением бункерного и деаэраторного отделений в одном промежуточном помещении. Воздухоподогреватели регенеративного типа, золоуловители (электрофильтры) и дымососы устанавливают на открытом воздухе, на уровне земли. На рис. 17-6 и 17-7 показаны компоновки пылеугольной электростанции с дубль-блоками 200 и 300 МВт.

В настоящее время применяют моноблоки, при этом упрощается и улучшается компоновка главного корпуса; размер ячейки моноблока меньше, чем дубль-блока.

Управление каждыми двумя смежными энергоблоками осуществляется из изолированных помещений блочных щитов, расположенных в бункерно-деаэраторном отделении между соответствующими энергоблоками, на уровне основного обслуживания. Лампы дневного света и кондиционирование воздуха обеспечивают надлежащие условия работы операторов в помещениях блочных щитов.

Газомазутные конденсационные электростанции с компоновкой закрытого типа

Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции проще, чем пылеугольной. На рис. 17-8 показаны разрез и план

Таблица 17-1

Показатели	Мощность энергоблоков, МВт		Компоновка электростанций	
			По рис. 17-12, *а*	По рис. 17-12, *б*
			Тип компоновки парогенератора	
	300	500 (Назаровская ГРЭС)	Т-образный	Г-образный
Длина ячейки энергоблока, м	48	72	66	78
Размер пролета, м:				
машинный зал	45	54	51	30
парогенераторное помещение	30—39	42	51	36
деаэраторное+бункерное помещения	12	—	12	18
Удельный объем помещений, м³/кВт:				
энергоблока	0,65	—	0,851	0,511
главного корпуса	0,7—0,98	1,07/1,22*	0,912	0,543
Удельная площадь главного корпуса КЭС, м²/кВт	15,5—17,0	18,15	16,7	14,2
Масса трубопроводов энергоблока, т:				
свежий пар	94—120	352,5	93—118**	89
промежуточный перегрев				
горячий	52	224	96—102**	86,5
холодный	52—60	78	92—90**	65,5
питательная вода	75—170	195	145—165**	149
Удельная масса трубопроводов высокого давления, т/МВт	1,6—1,9	2,4	1,5	1,28
Масса стальных конструкций здания и каркаса парогенератора, %	100	—	138	76
Объем железобетона, %	100	—	86	73
Разница в стоимости электростанции 4000 МВт, млн. руб***	—	—	+6,5	—6,4
В том числе строительная часть	—	—	+5,4	+0,5
То же с учетом разницы в стоимости парогенераторов	—	—	+6,5	—16,0
Разница в эксплуатационных расходах, млн. руб/год***	—	—	+0,77	—0,43
Промежуток в сроках ввода энергоблоков, мес	6	—	6	4,4

* Знаменатель — включая пылезавод.
** Включая некоторые другие варианты компоновок.
*** По отношению к варианту компоновки с Т-образным парогенератором, с внутренним бункерным отделением, поперечным расположением турбоагрегата; без учета разницы в стоимости парогенераторов.

главного корпуса конденсационной газомазутной электростанции с 8 дубль-блоками 300 МВт сверхкритических параметров пара.

Отличительная особенность данной компоновки заключается в отсутствии специального промежуточного помещения; деаэраторы устанавливаются в парогенераторном отделении на специальных площадках со стороны фронта парогенератора. Пролет машинного зала 45 м, помещения парогенераторов 33 м; регенеративные воздухоподогреватели и дымососы осевого типа устанавливаются на открытом воздухе.

17-4. НОВЫЕ ТИПЫ КОМПОНОВОК ГЛАВНОГО КОРПУСА МОЩНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Для электростанций с мощными энергоблоками 500, 800 и 1200 МВт институтом «Теплоэлектропроект» разработаны новые типы компоновок главного корпуса.

Установка энергоблоков 500 МВт запроектирована на ряде электростанций, использующих экибастузские угли. Первый из этих энергоблоков работает на одной из электростанций Южного Урала и включает парогенератор Т-образной конструкции, способствующей снижению скоростей дымовых газов в двух конвективных шахтах, и турбоагрегат 500 МВт, установленный поперек машинного зала (рис. 17-9,*а*). Парогенератор опирается на самостоятельный фундамент. Бункеры и молотковые мельницы устанавливаются между парогенераторами, регенеративные воздухоподогреватели и конвейеры топливоподачи — в пристройке к помещению парогенератора. Ячейка энергоблоков имеет размер 66 м, пролет машинного зала 51 м.

Иной тип компоновки главного корпуса электростанции с такими же энергоблоками 500 МВт на экибастузских углях показан на рис. 17-9,*б*. На электростанции устанавливается парогенератор нового типа Г-образной подвесной конструкции; его вес передается каркасу здания, фундамент под парогенератором отсутствует.

Турбоагрегат располагается продольно в машинном зале пролетом 30 м; длина ячейки энергоблока 78 м.

По своим эксплуатационным свойствам и стоимостным показателям такая компоновка имеет преимущества по сравнению с ранее принятым типом (рис. 17-7 и 17-9,*а*).

В табл. 17-1 приведены сравнительные технико-экономические характеристики новых компоновок главного корпуса пылеугольных электростанций, подтверждающие преимущества новых технических решений.

Удельный объем главного корпуса, равный отношению общего объема главного корпуса V, м³, к установленной мощности электростанции $W_{уст}$, кВт, $v = \frac{V}{W_{уст}}$ в различных вариантах электростанции на экибастузских углях с энергоблоками 500 МВт составляет около 0,5—0,6 м³/кВт, что совпадает с показателями современных электростанций США и Англии с аналогичными энергоблоками.

Энергоблоки 800 и 1200 МВт выполняют в Советском Союзе преимущественно на газомазутном топливе, с парогенераторами под наддувом. В проекте мощной электростанции с энергоблоками 800 МВт предложен вариант «зубчатой» компоновки главного корпуса в плане, с продольным расположением турбоагрегатов в машинном зале.

На рис. 17-10,*а—в* показаны поперечный разрез главного корпуса и планы размещения энергоблока и электростанции с указанной компоновкой.

Таблица 17-2

Показатели	Газомазутные энергоблоки, МВт		Пылеугольный энергоблок 800 МВт
	300	800	
Удельный объем здания, м³/кВт	0,57—0,67	0,36—0,40	0,66
То же машинного зала, м³/кВт	0,22	0,13	0,20
Удельная площадь застройки, м²/МВт	14,9—17,6	8,6—9,9*	12,9
То же машинного зала, м²/МВт	7,2—7,9	3,8—4,0*	5,7
Удельная стоимость строительной части, %	127	100	—
Число линий, диаметр и толщина стенки, мм, главных трубопроводов:			
острый пар	4×245×45	2×530×100**	4×377×70
промежуточный перегрев			
горячие линии	4×426×17	2×920×36	2×980×40 4(630×25)
холодные линии	2×465×16	2×820×22	2×820×22 4×630×17
питательная вода	1×377×45 2×325×40 4×273×32	1×630×75 2×465×56 —	1×630×75 2×465×56 4×377×45

* Включая другие варианты компоновки.

** Сталь 15Х1М1Ф; при использовании стали ЭИ756 размеры труб 500×70 мм.

Воздуходувки размещаются в пристройке к помещению парогенераторов; регенеративные воздухоподогреватели и калориферы для предварительного подогрева воздуха устанавливают на открытом воздухе. Длина ячейки турбоустановки 102 м, парогенератора 54 м; пролет машинного зала 30,0 м.

В табл. 17-2 приведены технико-экономические характеристики данного варианта компоновки и для сопоставления характеристики

компоновок пылеугольного энергоблока 800 МВт и электростанций с газомазутными энергоблоками 300 МВт.

На рис. 17-11,*а* и *б* показаны поперечный разрез и план газомазутной электростанции с двумя энергоблоками по 1200 МВт и поперечным размещением турбоагрегатов в двухпролетном машинном зале.

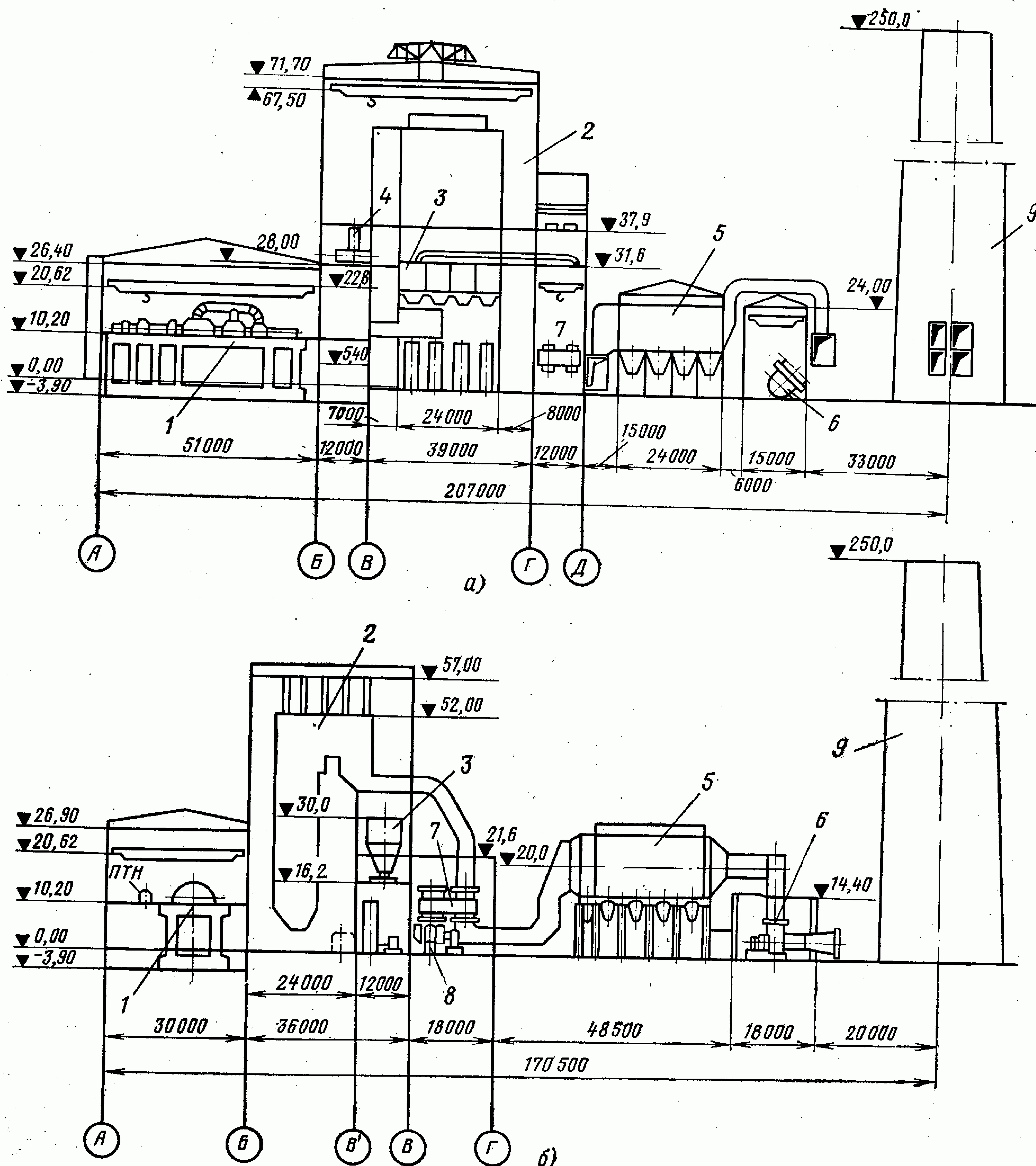


Рис. 17-9. Поперечные разрезы главного корпуса пылеугольной электростанции с энергоблоками 500 МВт.
а — с Т-образными парогенераторами и поперечным размещением турбоагрегатов; *б* — с Г-образными парогенераторами и продольным размещением турбоагрегатов; *1* — турбоагрегаты; *2* — парогенераторы; *3* — угольные бункера; *4* — деаэраторы; *5* — электрофильтры; *6* — дымососы; *7* — воздухоподогреватели; *8* — дутьевые вентиляторы; *9* — дымовые трубы.

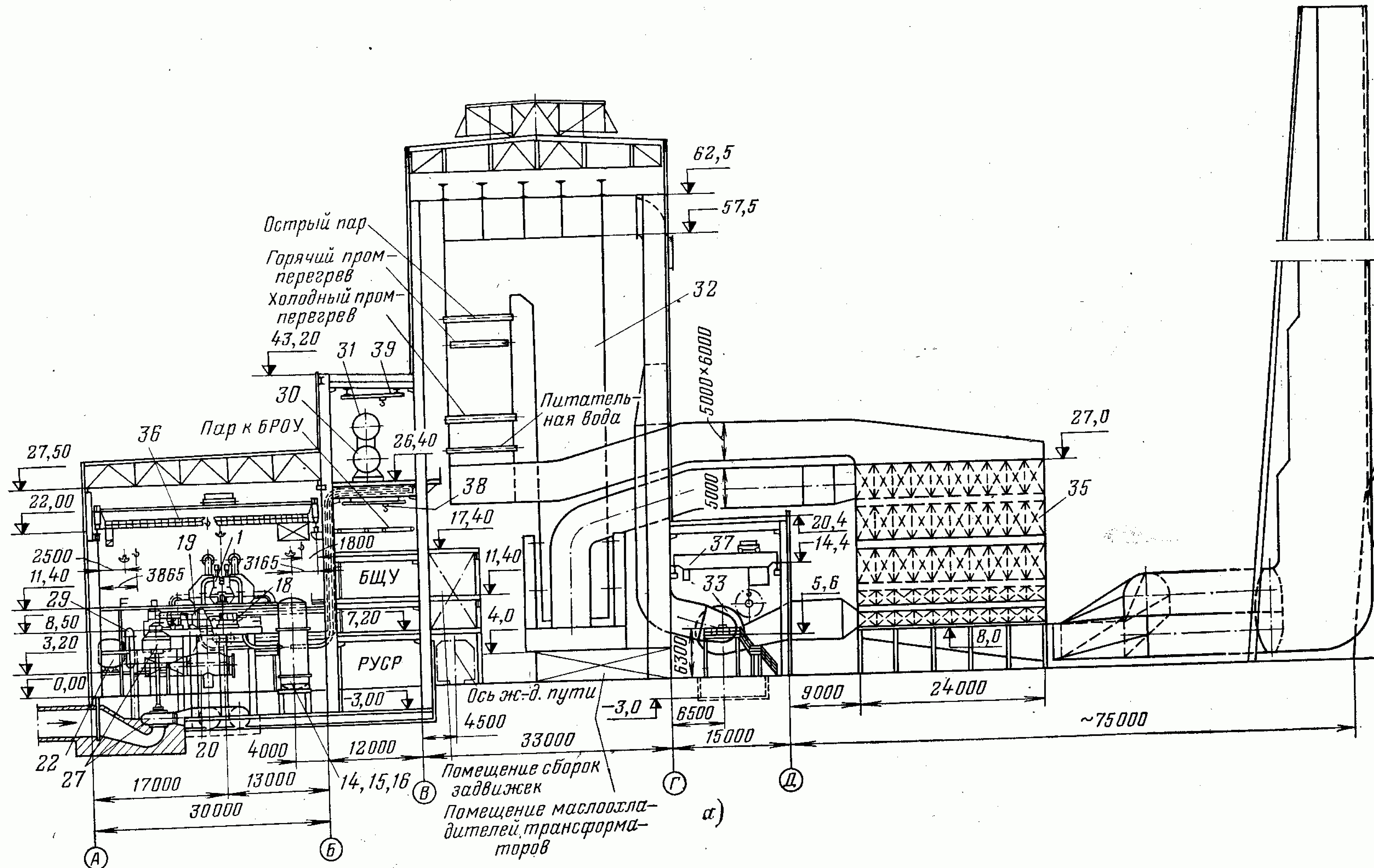

Острый пар
Горячий пром-
перегрев
Холодный пром-
перегрев
43,20
31
39
30
Пар к БРОУ
36
27,50
22,00
26,40
38
17,40
Питатель-
ная вода
32
62,5
57,5
5000×6000
27,0
35
5000
20,4
14,4
37
33
5,6
8,0
11,40
4,0
1800
БЩУ
7,20
РУСР
-3,00
3165
19
1
18
2500
11,40
3865
29
8,50
3,20
0,00
22
27
20
4000
12000
4500
33000
Ось ж.-д. пути
-3,0
6500
15000
6300
9000
24000
~75000
17000
13000
30000
14, 15, 16
Помещение сборок
задвижек
Помещение маслоохла-
дителей трансформа-
торов
А
Б
В
Г
Д
а)

Рис. 17-10а.

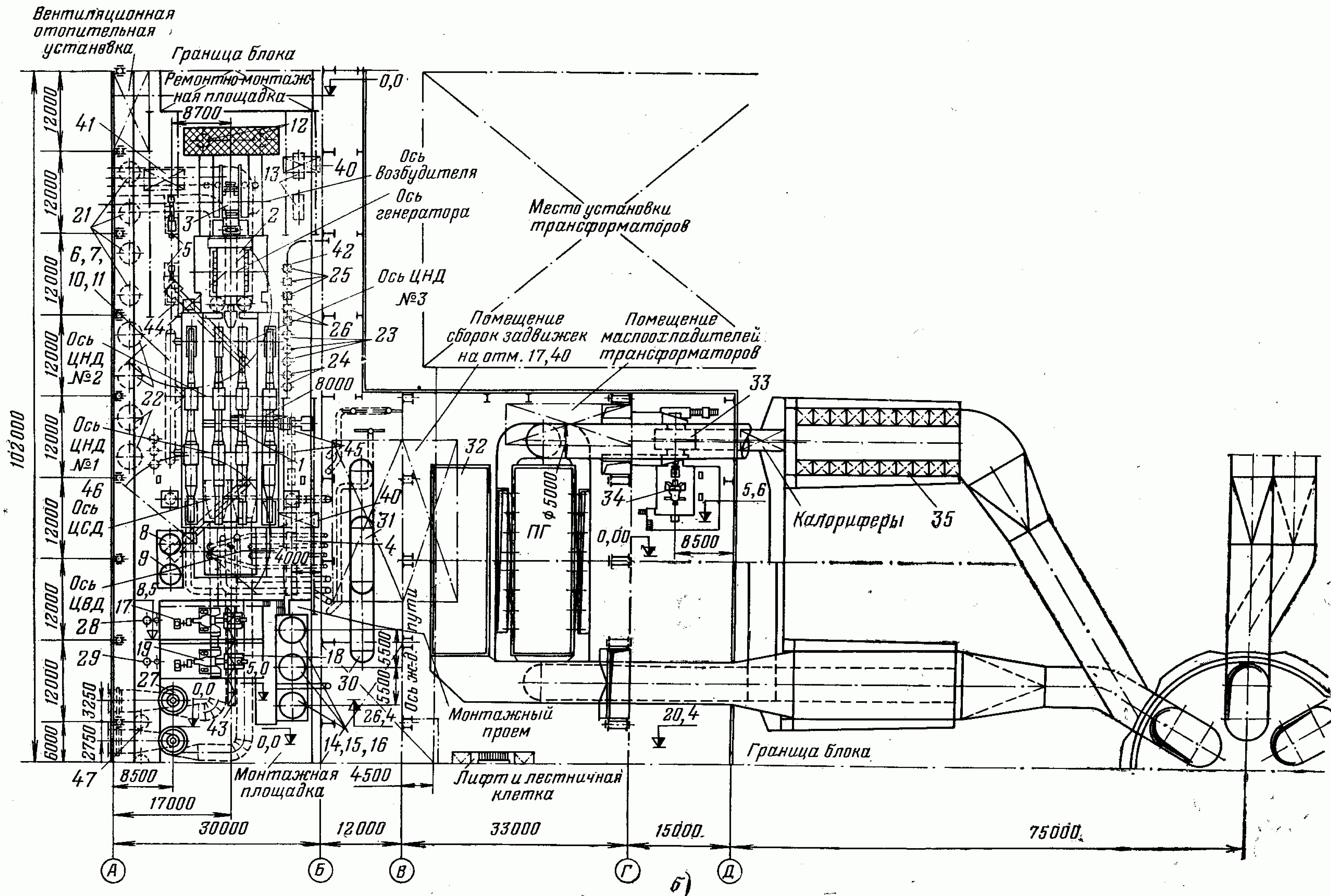

Вентиляционная отопительная установка
Граница блока
Ремонтно-монтажная площадка
8700
0,0
12
40
13
41
Ось Возбудителя
Ось генератора
3
2
21
5
6, 7, 10, 11
42
25
Ось ЦНД №3
Место установки трансформаторов
26
23
44
Ось ЦНД №2
Помещение сборок задвижек на отм. 17,40
Помещение маслоохладителей трансформаторов
24
22
8000
33
Ось ЦНД №1
45
32
1
46
Ось ЦСД
40
31
34
ПГ ф 5000
5,6
Калориферы
35
8
9
4
0,00
8500
4000
Ось ЦВД
8,5
17
28
Ось ж.-д. пути
19
29
18
5,0
5500
5500
27
30
0,0
43
26,4
Монтажный проем
20,4
0,0
47
14, 15, 16
Граница блока
Монтажная площадка
4500
Лифт и лестничная клетка
8500
17000
30000
12000
33000
15000
75000
102000
12000
3250
2750
6000
А
Б
В
Г
Д
б)

Рис. 17-10б.


Рис. 17-10. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции с энергоблоками 800 МВт («зубчатая» компоновка с продольным расположением турбоагрегатов в машинном зале).

а — поперечный разрез; *б* — план энергоблока; *в* — план ТЭС 4800 МВт; *1* — турбина; *2* — генератор; *3* — возбудитель; *4* — насосы водяных эжекторов; *5* — конденсатные насосы; *6—9* — ПНД; *10, 11* — подогреватели уплотнений; *12* — циркуляционный охладитель генератора; *13* — насос замкнутой системы газоохладителей; *14—16* — ПВД; *17* — бустерный насос; *18* — питательный турбонасос; *19* — приводная турбина питательного насоса; *20* — конденсатор приводной турбины; *21* — целлюлозный фильтр; *22* — фильтр смешанного действия; *23* — охладитель огнестойкой жидкости; *24* — насос системы регулирования; *25, 26* — насосы системы смазки; *27* — циркуляционный насос; *28, 29* — подогреватели сетевой воды; *30* — деаэраторный бак; *31* — деаэрационная колонка; *32* — парогенератор; *33* — центробежная воздуходувка; *34* — турбопривод воздуходувки; *35* — воздухоподогреватель; *36, 37* — мостовые краны; *38—41* — краны-балки; *42* — монорельс; *43* — кран полукозловой переносный; *44* — кран; *45* — насосы для охлаждения огнестойкой жидкости; *46* — сливные насосы ПНД; *47* — фильтры выносной регенерации.

17-5. КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА ТЭЦ

На рис. 17-12 показана типовая компоновка главного корпуса *пылеугольной ТЭЦ с шаровыми барабанными мельницами,* разработанная Теплоэлектропроектом. Компоновка предусматривает установку теплофикационных турбин мощностью от 50 до 135 МВт, включая турбины типов Р-100-130 и ПТ-135-130, парогенераторов 320 и 420 т/ч и возможность применения парогенераторов 800 т/ч. В отличие от ранее принятой компоновки промежуточное помещение пылеугольной ТЭЦ выполняется однопролетным, как совмещенное бункерно-деаэраторное отделение (рис. 17-12,*а*). В нем размещаются бункера сырого угля, ленточные транспортеры, шаровые барабанные мельницы, деаэраторы и другое вспомогательное оборудование (рис. 17-12,*б*).

Пылеугольные бункера опираются на специальную стальную конструкцию. Бункера сырого угля и угольной пыли находятся в центральном пролете помещения парогенераторов размером 12 м. В этом же пролете размещаются две шаровые мельницы по 32 т/ч по АШ (или одна 50 т/ч).

Пролеты машинного зала, бункерно-деаэраторного и собственно парогенераторного помещения равны соответственно 39,0; 12,0 и 36,0 м. Дутьевые вентиляторы, дымососы и золоуловители (электрофильтры) размещаются на открытом воздухе.

На основной оперативной отметке (уровне) 9,5 м в парогенераторном отделении располагаются узлы питания парогенераторов и впрыска, РОУ и местные щиты. Деаэраторы 0,6 и 0,1 МПа размещаются на уровне 21,6 м между бункерами сырого угля соседних паро-

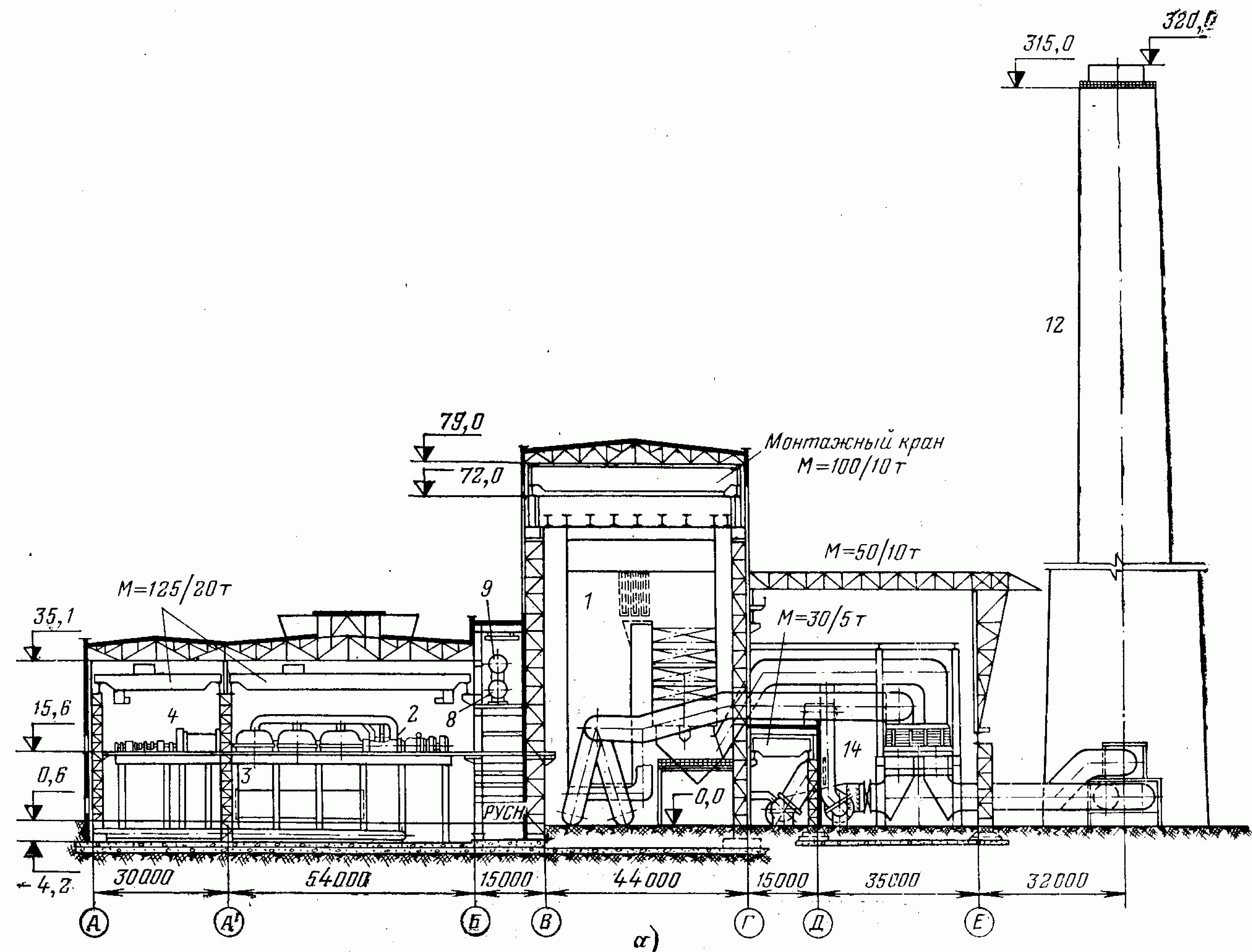
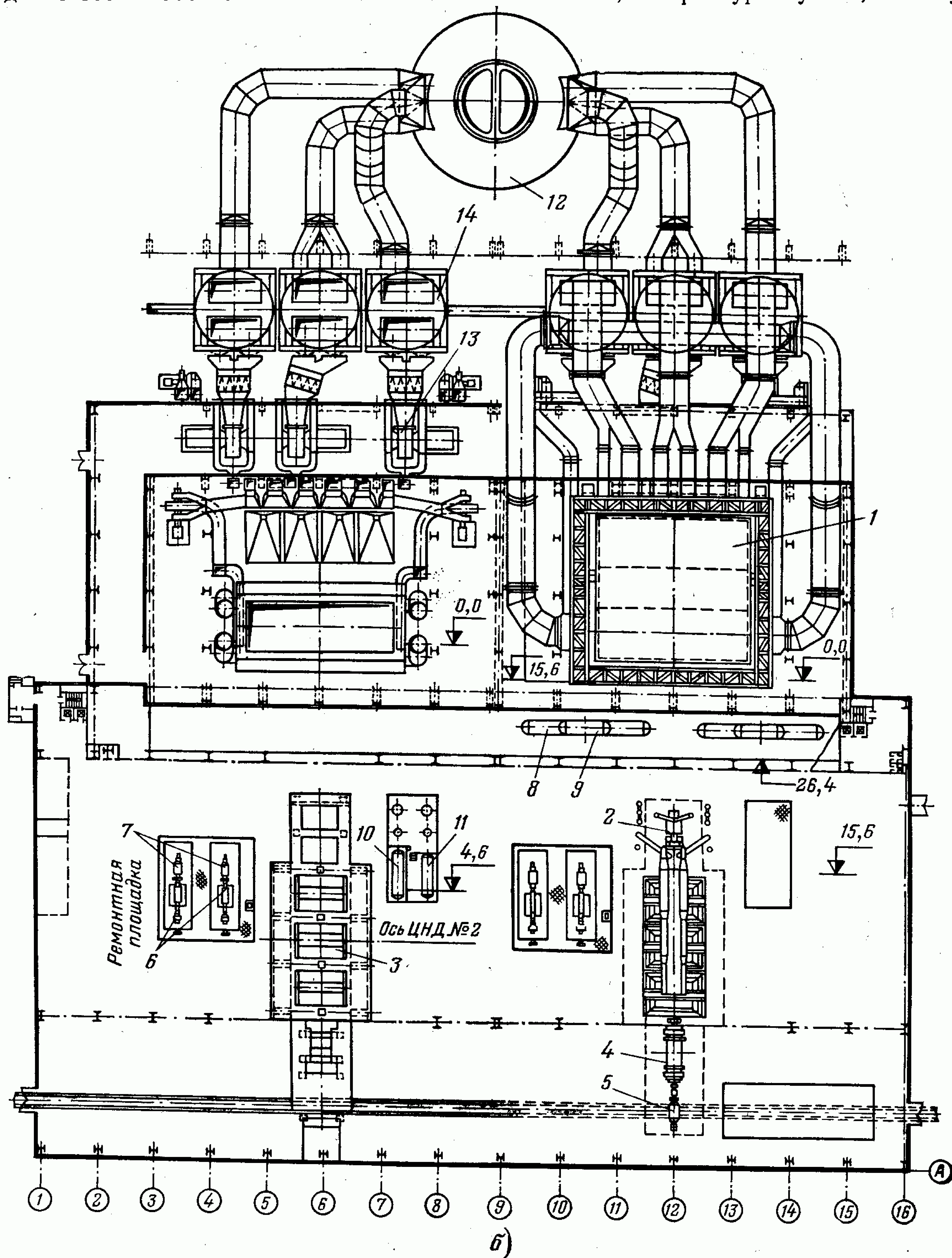


Рис. 17-11. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции 2400 МВт

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — однокорпусный парогенератор; *2* — турбина; *3* — конденсатор; *4* — генератор; *5* — возбу- ПНД смешивающего типа; *12* — дымовая труба;

генераторов. Один из деаэраторов 0,1 МПа и вакуумный деаэратор подпиточной воды тепловой сети устанавливаются у постоянного торца главного корпуса. Три бака питательной воды по 100 м³ обеспечивают запас ее на 20 мин для двух парогенераторов по 420 т/ч. Деаэраторы 0,1 МПа имеют баки по 75 м³.

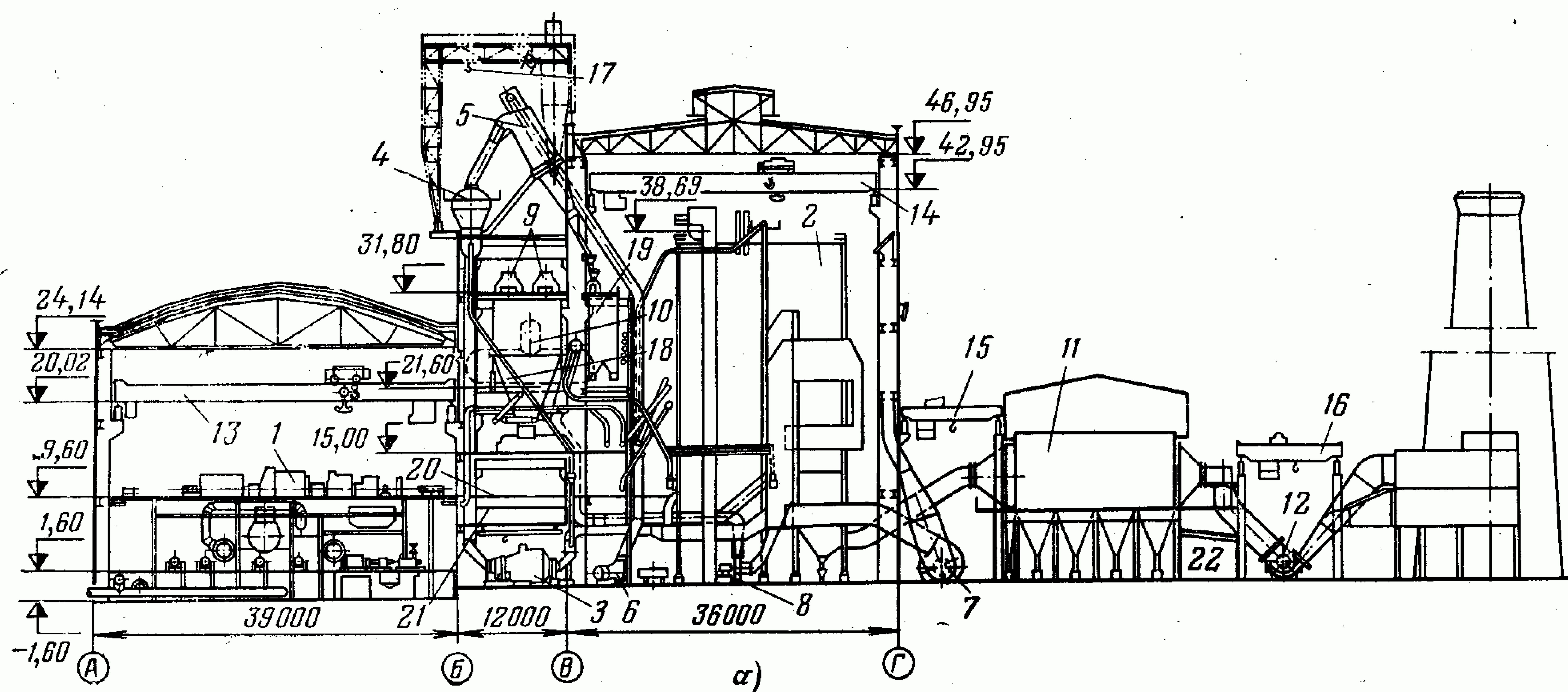
Размеры бункеров обеспечивают запас сырого угля примерно на 10 ч при работе на АШ и 5—5,5 ч при бурых углях; запас уголь-



б)

с двумя энергоблоками 1200 МВт, с поперечным размещением турбоагрегатов.

дитель; *6* — турбопривод ПТН; *7* — питательный турбонасос; *8* — деаэраторный бак; *9* — деаэрационная колонка 0,7 МПа; *10, 11* — *13* — воздуходувка; *14* — регенеративный воздухоподогреватель.



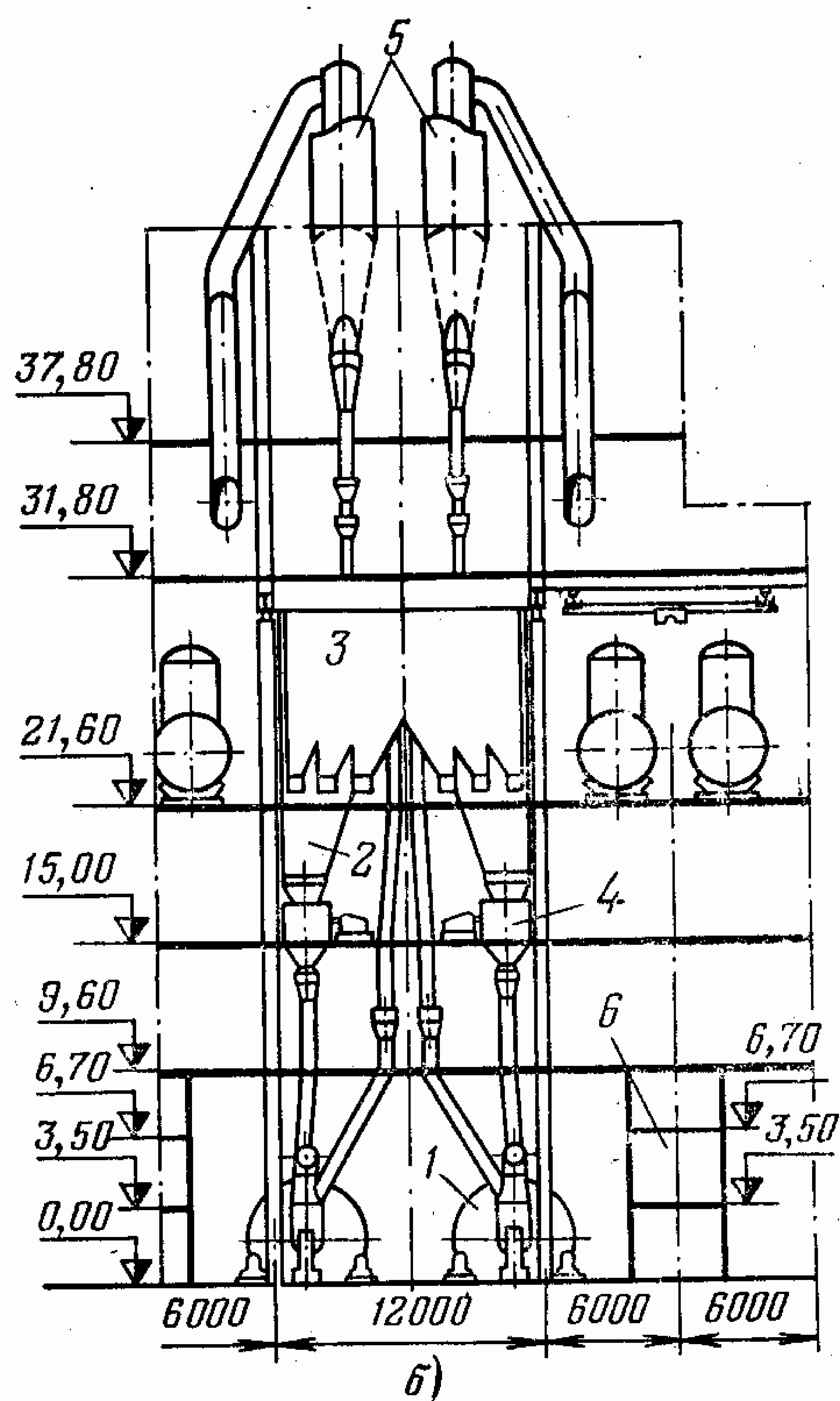


Рис. 17-12. Компоновка главного корпуса пылеугольной ТЭЦ с шаровыми барабанными мельницами.

а — поперечный разрез: *1* — турбина типа ПТ-60-130/7; *2* — парогенератор 420 т/ч типа ТП-87; *3* — шаровая барабанная мельница; *4* — сепаратор; *5* — пылевой циклон; *6* — мельничный вентилятор; *7* — дутьевой вентилятор; *8* — вентилятор первичного воздуха; *9* — транспортеры углеподачи; *10* — деаэратор; *11* — электрофильтры; *12* — дымосос; *13* — мостовой кран грузоподъемностью 100 т; *14* — то же 50 т; *15*, *16* — то же 10 т; *17* — козловой кран грузоподъемностью 10 т; *18* — угольный бункер; *19* — пылевой бункер; *20* — помещения группового щита управления и щитов 380 В; *21* — подщитовое помещение; *22* — распределительное устройство электрофильтров; *б* — продольный разрез по бункерно-деаэраторному помещению: *1* — шаровая барабанная мельница; *2* — угольный бункер; *3* — пылевой бункер; *4* — питатель угля; *5* — пылевой циклон; *6* — секционное электрическое распределительное устройство 6 кВ.

ной пыли соответствует примерно 3 ч работы; высота слоя пыли над питателями равна 3 м. Ширина ленточного транспортера может достигать 1600 мм.

Со стороны постоянного торца машинного зала и промежуточного помещения устраивается дополнительный пролет 12 м для ревизии и ремонта оборудования, для мастерских и вспомогательных устройств. Установка на этих ТЭЦ парогенераторов 800 т/ч с двумя мельницами Ш-50 возможна при размере ячейки 36 м.

Удельная стоимость строительной части главного корпуса ТЭЦ с тремя турбоагрегатами по 50 МВт составляет около 20 руб/кВт, удельный объем — около 2,2 м³/кВт.

При использовании на этих ТЭЦ угля с повышенным выходом летучих устанавливают *молотковые мельницы* в пролете парогенератора, перед его фронтом (рис. 17-13). В этом случае применяют обычное продольное размещение электрического распределительного устройства собственного расхода в промежуточном помещении, на уровне пола конденсационного этажа машинного зала.

В варианте *газомазутной ТЭЦ* устанавливают парогенераторы 320 и 420 т/ч. Промежуточное деаэраторное отделение имеет также пролет 12 м, отделение парогенераторов — пролет 30 м, регенеративные воздухоподогреватели размещают на открытом воздухе (рис. 17-14).

Институт «Промэнергопроект» разработал проект серийной газомазутной ТЭЦ заводского изготовления (ЗИГМ) из типовых строительно-технологических секций повышенной заводской готовности. Проект предусматривает

торец используется при монтаже и ремонтных работах (рис. 17-15).

Между четвертой и пятой основными парогенераторо-турбинными секциями предусматривается дополнительная монтажно-ремонтная секция.

Главный корпус состоит из турбинного и парогенераторного отделений; внутри последнего встраивается деаэраторная этажерка. Пролет турбинного отделения 39 м, парогенераторного (со встроенной этажеркой пролетом 10,5 м) — 36 м. Продольный шаг основных колонн главного корпуса 12 м, деаэраторной этажерки 6 м. Длина одной парогенераторо-турбинной секции (ячейки) и постоянного торца 24 м, временного торца и дополнительной секции 12 м. Машинный зал выполняется без подвала. Главные трубопроводы запроектированы по секционной схеме с одиночной переключательной магистралью.

Электроэнергия может выдаваться при напряжениях 110, а также 6 и 10 кВ. На ЦЩУ (ГЩУ) имеется пульт дежурного инженера; с ГрЩУ производятся управление и контроль двух смежных секций. Предусматриваются местные щиты у агрегатов и вспомогательного оборудования главного корпуса.

Для ТЭЦ ЗИГМ с тремя турбинами типа Т-100 и одной типа ПТ-60 получены следующие основные технико-экономические показатели:

Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч)	204
Собственный расход электроэнергии, %	9,97
Штатный коэффициент эксплуатационного персонала, чел/кВт	0,52
То же ремонтного, чел/кВт	0,67
Строительный объем главного корпуса, м³/кВт	0,815
Площадь застройки, м²/кВт	0,0230
Расход бетона и железобетона, м³/кВт	0,0227
Расход стальных конструкций, кг/кВт	0,25
Стоимость установленного киловатта, руб/кВт*	172/154
То же строительно-монтажных работ, руб/кВт	94,5/84,5
Удельные трудовые затраты, чел-дни/уст. кВт	2,1
Себестоимость отпущенной электроэнергии, коп/(кВт·ч)	0,510
То же тепловой энергии, руб/ГДж	0,14

* Числитель — для номинальной, знаменатель — для максимальной электрической мощности.

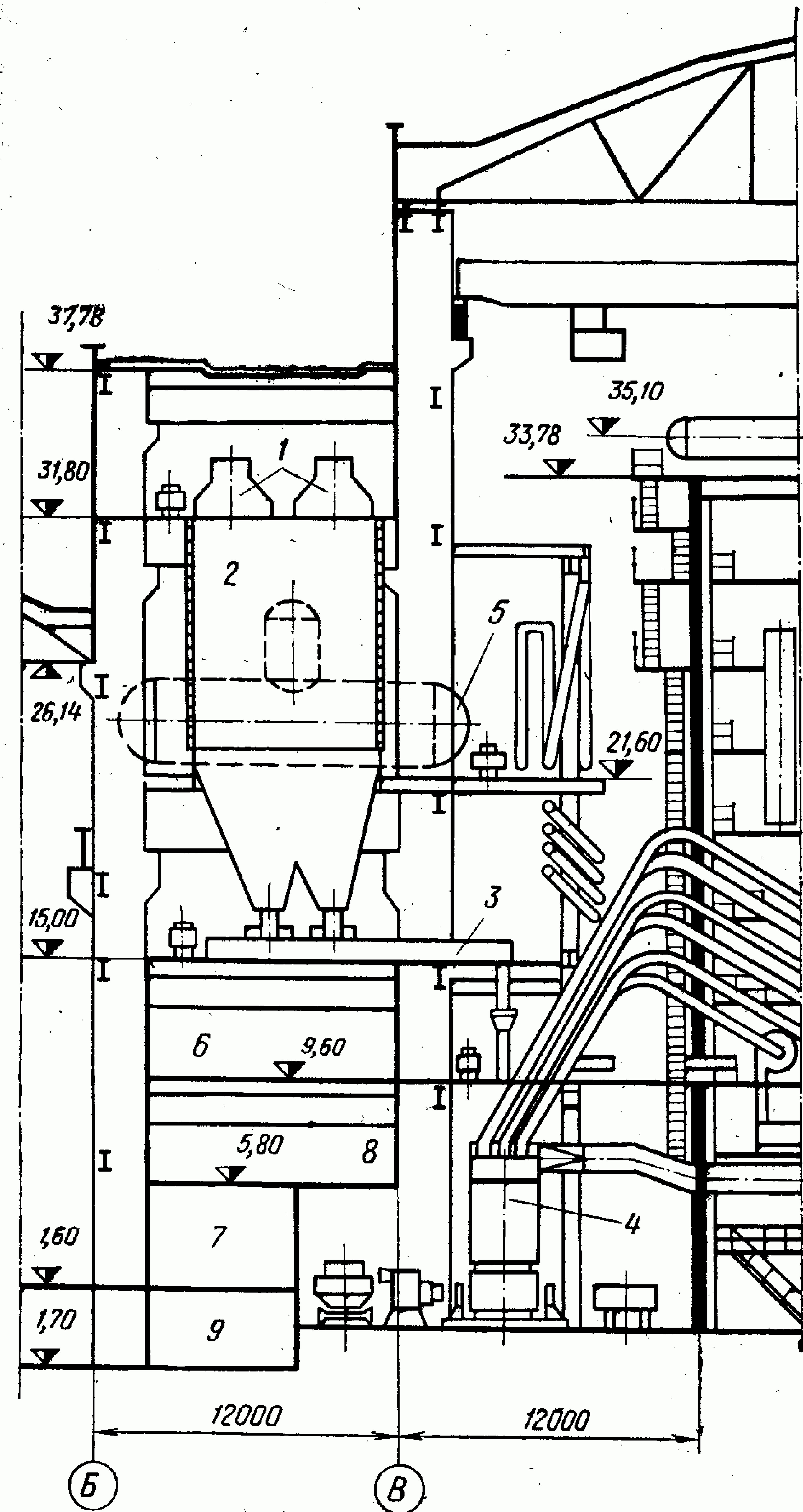


Рис. 17-13. Поперечный разрез бункерного отделения и пылеприготовительной установки ТЭЦ с молотковыми мельницами.

1 — транспортеры топливоподачи; 2 — угольный бункер; 3 — питатель угля; 4 — молотковая мельница; 5 — деаэраторный бак; 6 — помещения для щитов управления и распределительного устройства 380 В; 7 — помещение электрического распределительного устройства собственного расхода 6 кВ; 8 — подщитовое помещение; 9 — кабельный подвал.

установку турбоагрегатов типов ПТ-60, Т-100, а также Р-50 и парогенераторов 420 (450) т/ч.

Главный корпус составляется из комплектных строительно-технологических секций: парогенераторо-турбинной, постоянного и временного торцов, дополнительной секции. В постоянном торце размещают: центральный (главный) электрический щит, БРОУ и растопочную РОУ, вакуумные деаэраторы, цеховые мастерские, ремонтные площадки. Временный

Предусматривается установка водогрейных котлов новых типов по 750 и 420 ГДж/ч.

Общий отпуск пара потребителям при установке турбин ПТ-60 (и Р-50) принимается до 1100 т/ч, тепла с горячей водой при установке турбин Т-100 — до 5000 ГДж/ч. Подобная компоновка разработана также для установки более крупных агрегатов: ПТ-135, Р-100, Т-170 с парогенераторами по 420 или 800 т/ч.

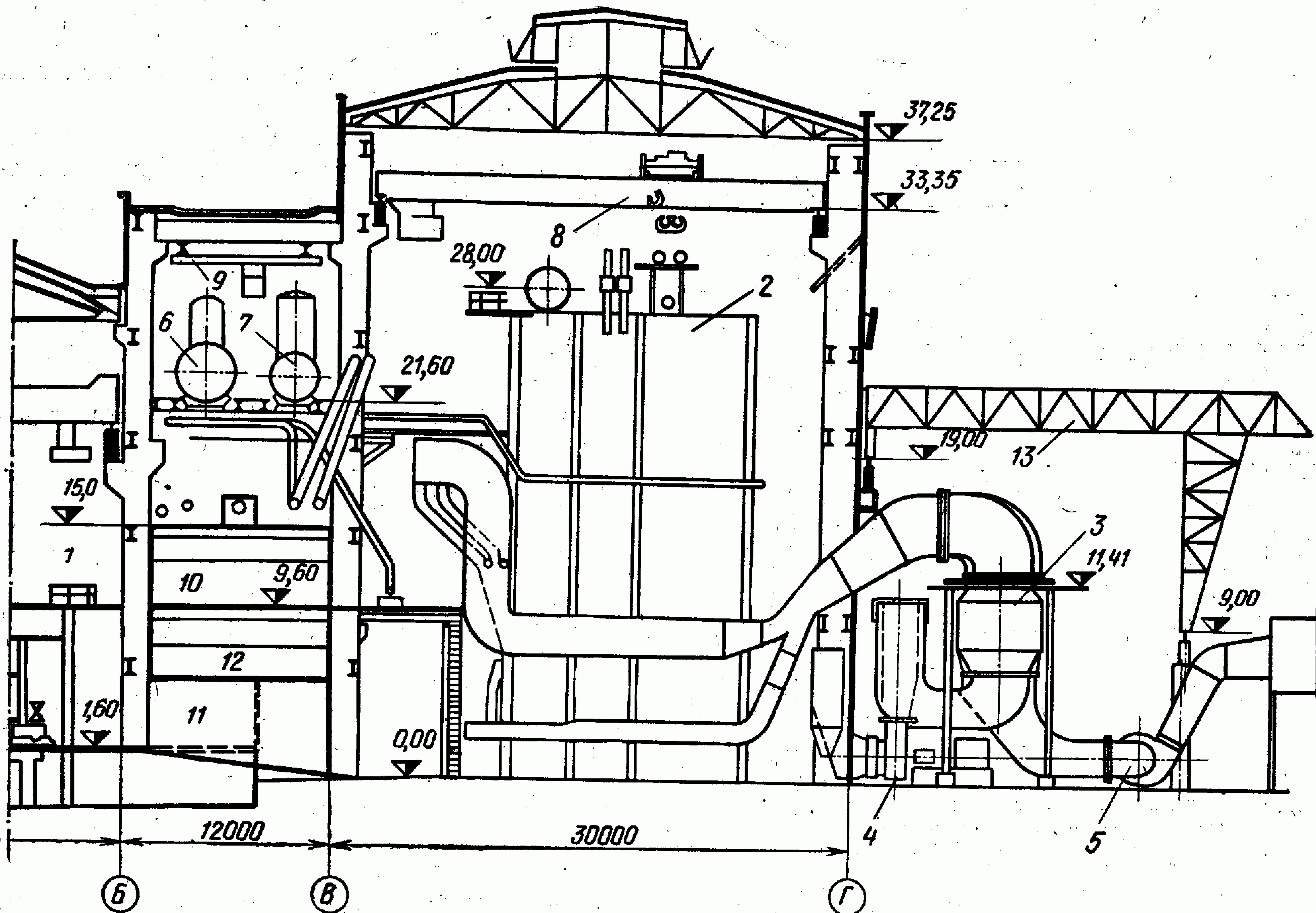
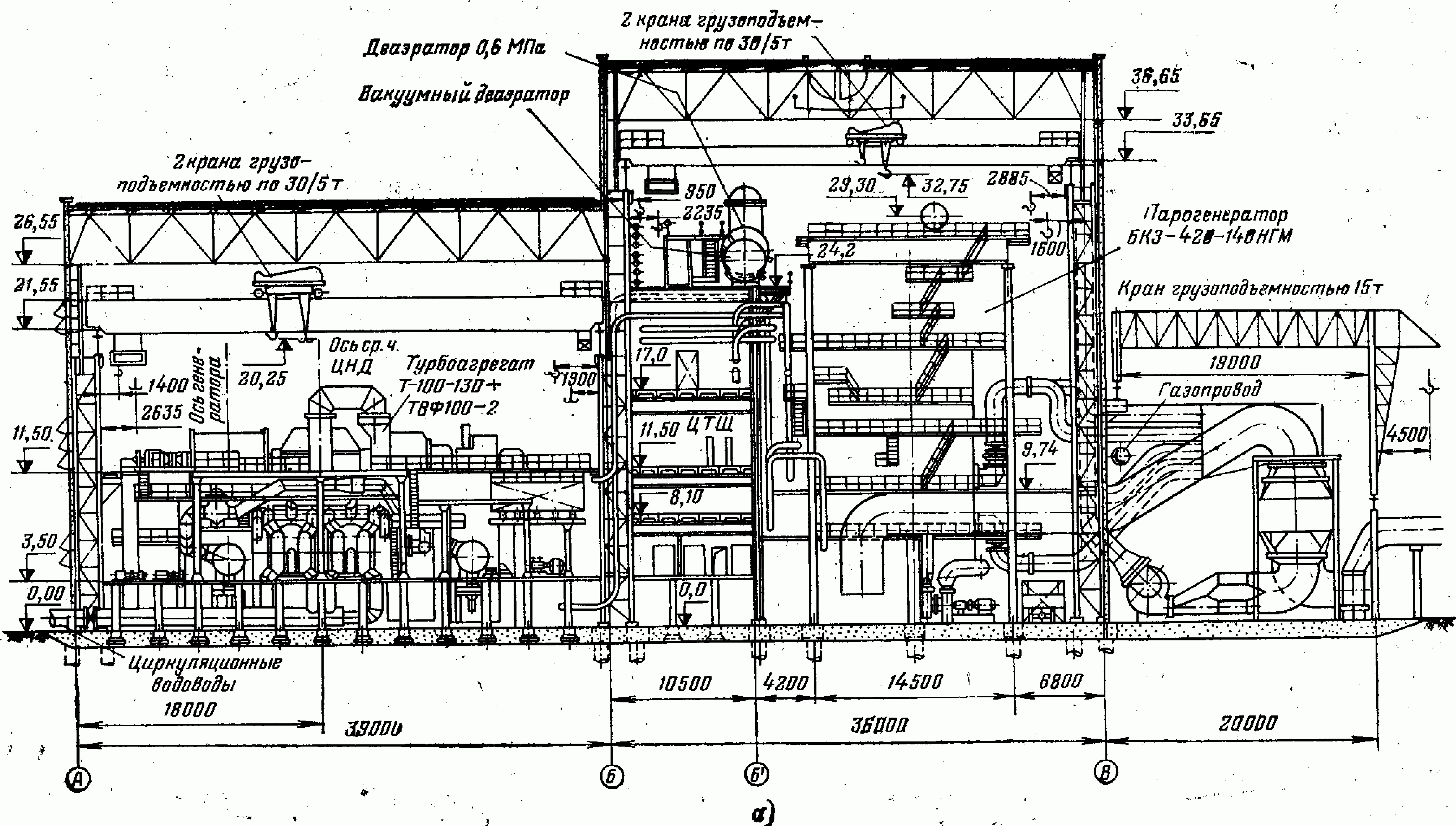


Рис. 17-14. Поперечный разрез парогенераторного и деаэраторного помещений газомазутной ТЭЦ.

1 — машинный зал; 2 — парогенератор 420 т/ч типа ТГМ-84; 3 — регенеративный воздухоподогреватель; 4 — дутьевой вентилятор; 5 — дымосос; 6, 7 — деаэраторные баки 0.6 и 0,1 МПа; 8 — кран парогенераторного отделения 50 т; 9 — кран-балка 5 т; 10 — помещения щитов управления и РУ 380 В; 11 — помещение РУ 6 кВ; 12 — подщитовое помещение; 13 — козловой кран 20 т.



а)

17-6. КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА ОТКРЫТОГО ТИПА

Открытая компоновка главного корпуса газомазутных электростанций применяется в южных районах Советского Союза и других странах при благоприятных климатических и метеорологических условиях. Такая компоновка позволяет значительно снизить расход строительных материалов, ускорить сооружение электростанций, но требует принятия специальных мер для надежной работы оборудования и нормальных условий труда обслуживающего персонала. Стоимость строительной части главного корпуса снижается при этом на 20—30%, а стоимость всего корпуса, включая оборудование, всего на 3—5%.

В СССР применяют различные компоновки главного корпуса открытого типа. Так, турбоагрегаты могут иметь поперечное расположение над закрытым конденсационным помещением (рис. 17-16,*а* и *б*). Применяют также продольное размещение турбоагрегатов, при котором пролет козлового (портального) крана, обслуживающего турбинное оборудование, сокращается по сравнению с поперечной компоновкой турбоагрегатов.

Турбоагрегаты защищены специальными укрытиями типа корпуса цельнометаллического железнодорожного вагона. Такие полуцилиндрические укрытия могут выполняться из двух частей разного диаметра, передвигающихся на катках навстречу друг другу и предоставляющих возможность обслуживания турбоагрегатов краном. В перекрытии конденсационного помещения устраивают съемные люки; через соответствующие проемы можно обслуживать основным краном и вспомогательное оборудование, находящееся в конденсационном отделении.

Укрытие турбоагрегата образует небольшое помещение с передвижным краном для производства мелких монтажных и ремонтных работ.

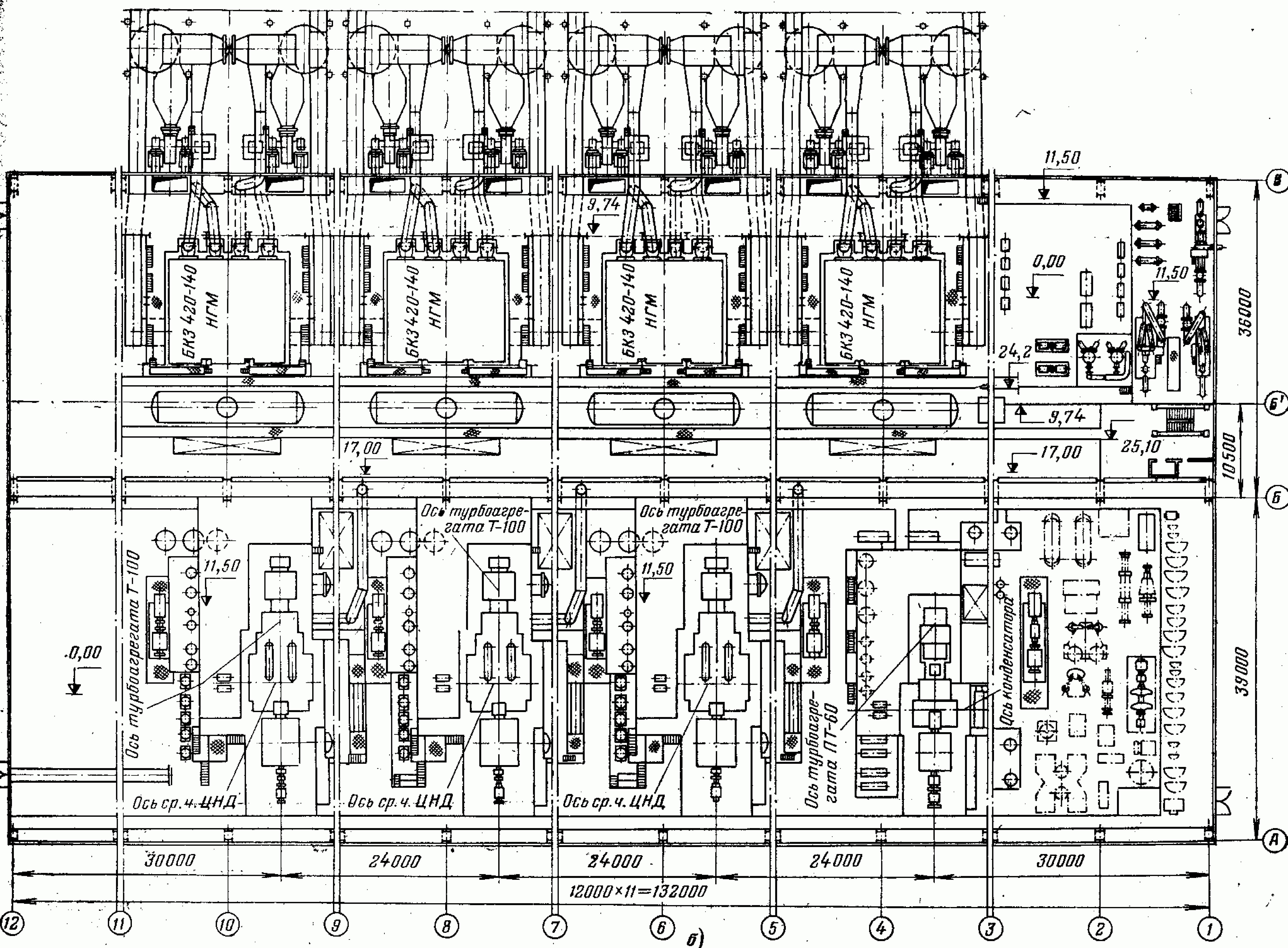
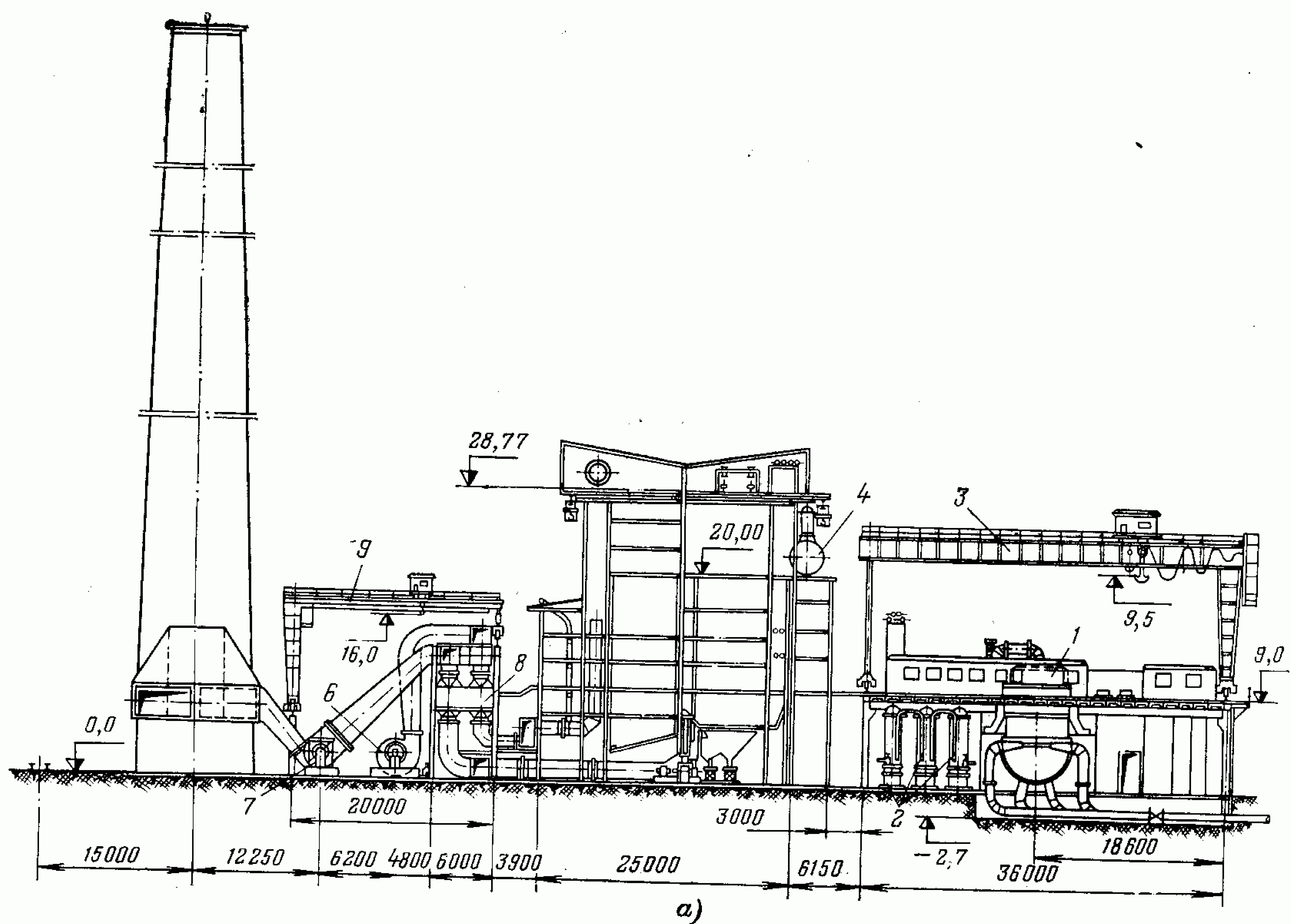


Рис. 17-15. Поперечный разрез (*а*) и план (*б*) главного корпуса серийной газомазутной ТЭЦ ЗИГМ.



а)

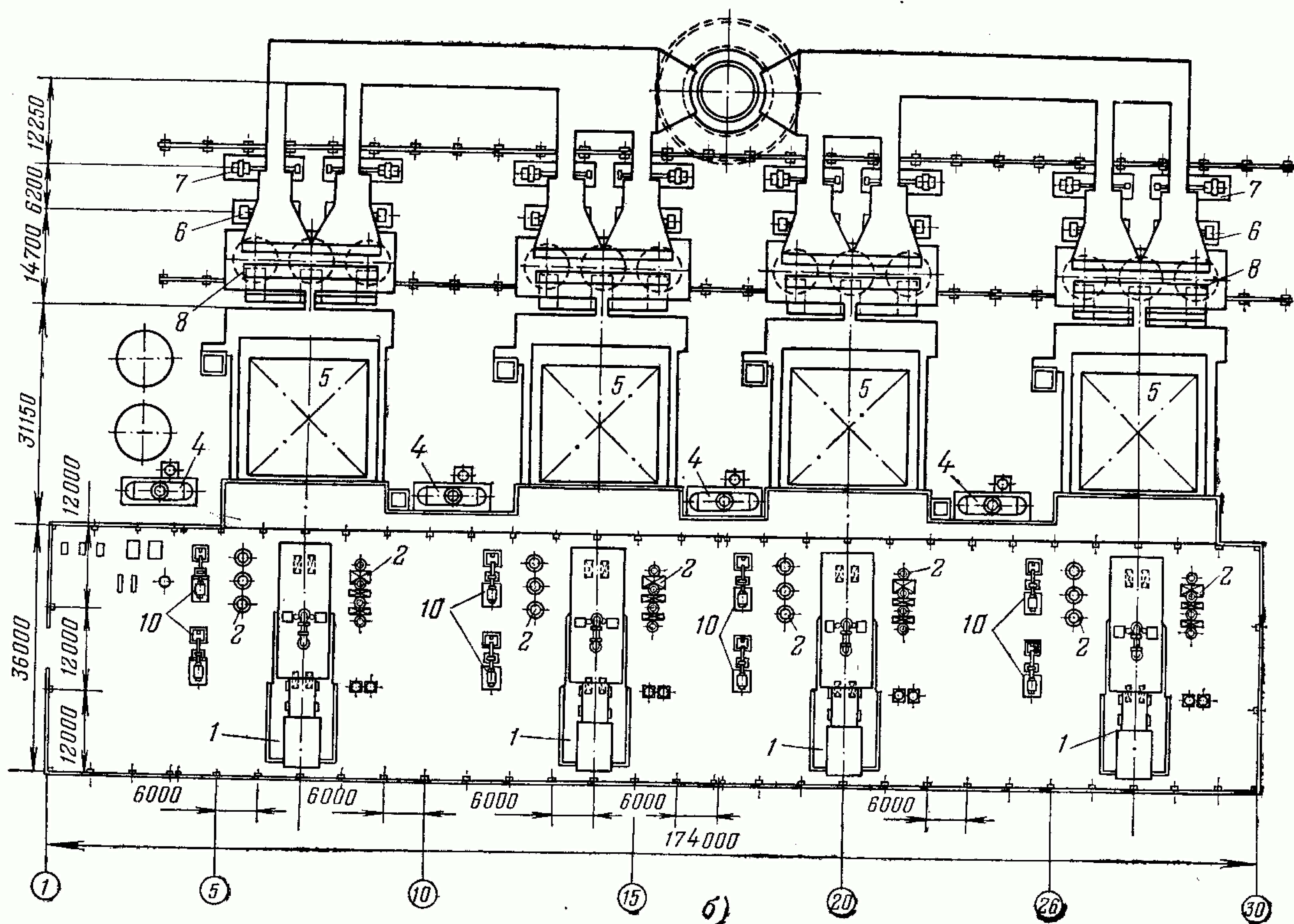


Рис. 17-16. Открытая компоновка газомазутной электростанции с энергоблоками 150 МВт.

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — турбоагрегат типа К-160-130; *2* — регенеративные подогреватели; *3* — кран грузоподъемностью 75 т; *4* — деаэраторный бак; *5* — парогенератор производительностью 500 т/ч; *6* — дутьевой вентилятор; *7* — дымосос; *8* — регенеративный воздухоподогреватель; *9* — кран грузоподъемностью 10 т; *10* — питательный насос.

Над парогенераторами устраивают двухскатный навес с боковыми стенками; вокруг парогенератора для его обслуживания — закрытые галереи. На уровне верхнего перекрытия парогенератора устраивают консоли с монорельсами для электротельфера небольшой грузоподъемности (примерно 3 т).

В конденсационном помещении или в отдельном закрытом помещении между парогенераторами размещают щит управления двумя смежными энергоблоками, над которым можно расположить электрическое распределительное устройство собственного расхода. К помещению щита управления примыкают лифты для подъема персонала и деталей оборудования на верхние отметки парогенераторов.

Деаэраторы устанавливают на площадках, на опорных конструкциях, вблизи от машинного зала и парогенераторов, на уровне 17,0—20,0 м. Дымовые газы через регенеративные воздухоподогреватели и дымососы, обслуживаемые грузоподъемными механизмами, отводятся к дымовым трубам; устанавливают по одной трубе на два или четыре энергоблока.

Применяют также открытые компоновки газомазутных электростанций с закрытым промежуточным помещением между турбоагрегатами и парогенераторами. В этом помещении находятся щиты управления, электрическое распределительное устройство собственного расхода, трубопроводы, редукционно-охладительные установки, комнаты для обслуживающего персонала. На перекрытии промежуточного помещения устанавливают деаэраторы с баками, имеющие в необходимых местах (арматура, автоматические устройства, трубопроводы) местные укрытия (например, из прозрачной прочной пластмассы).

Объем строительной части главного корпуса газомазутной электростанции с открытой компоновкой составляет 0,10—0,15 м³/кВт (0,12 м³/кВт для компоновки по рис. 17-18).

17-7. КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА ЗАРУБЕЖНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

На рис. 17-17 показан поперечный разрез главного корпуса электростанции Филипп-Спорн (США) с двухвальным турбоагрегатом

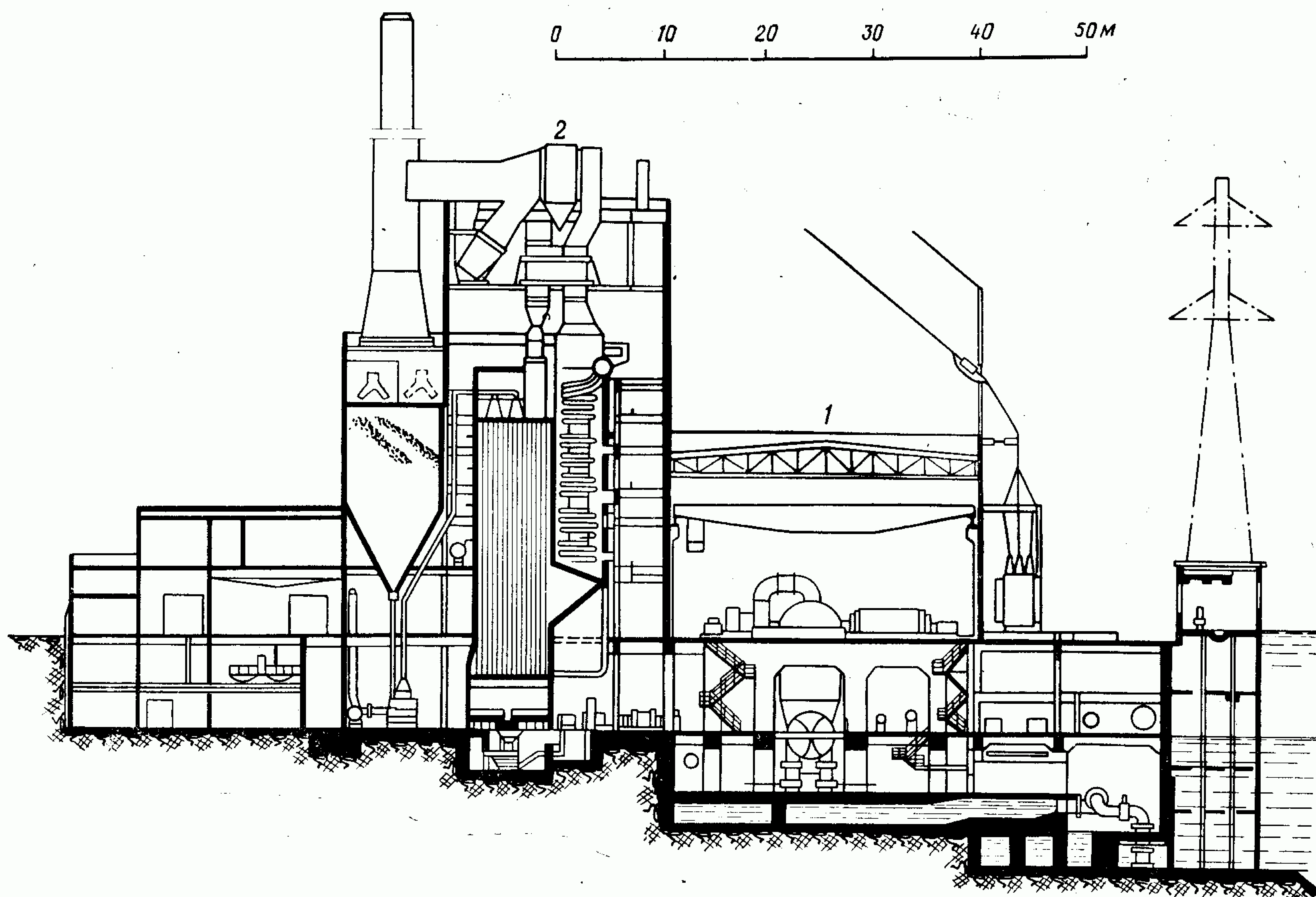
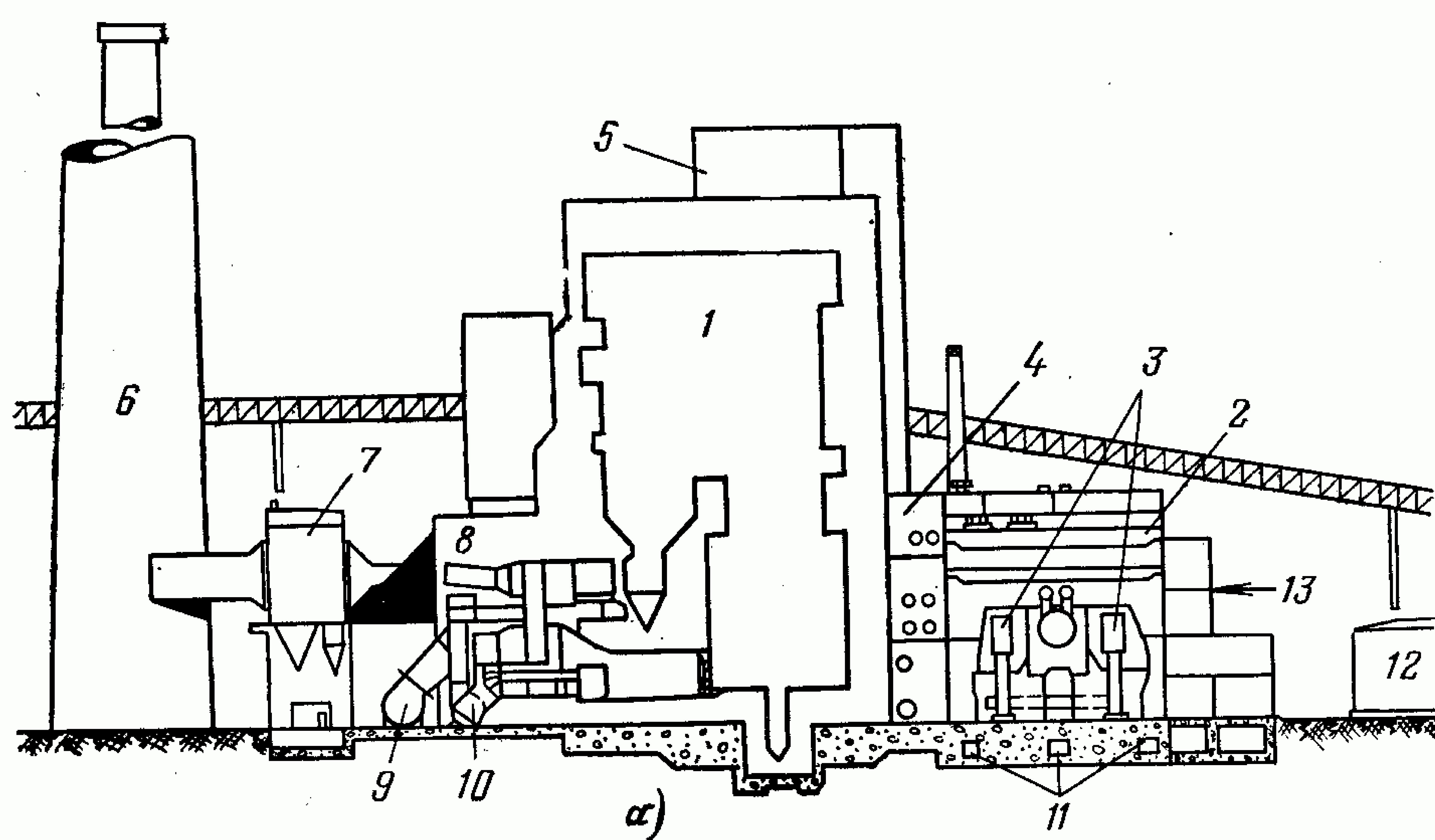


Рис. 17-17. Поперечный разрез по главному корпусу электростанции Филипп Спорн с двухвальным турбоагрегатом 450 МВт, 24 МПа, 565/565/565°С.

1 — машинный зал; 2 — помещение парогенераторов.



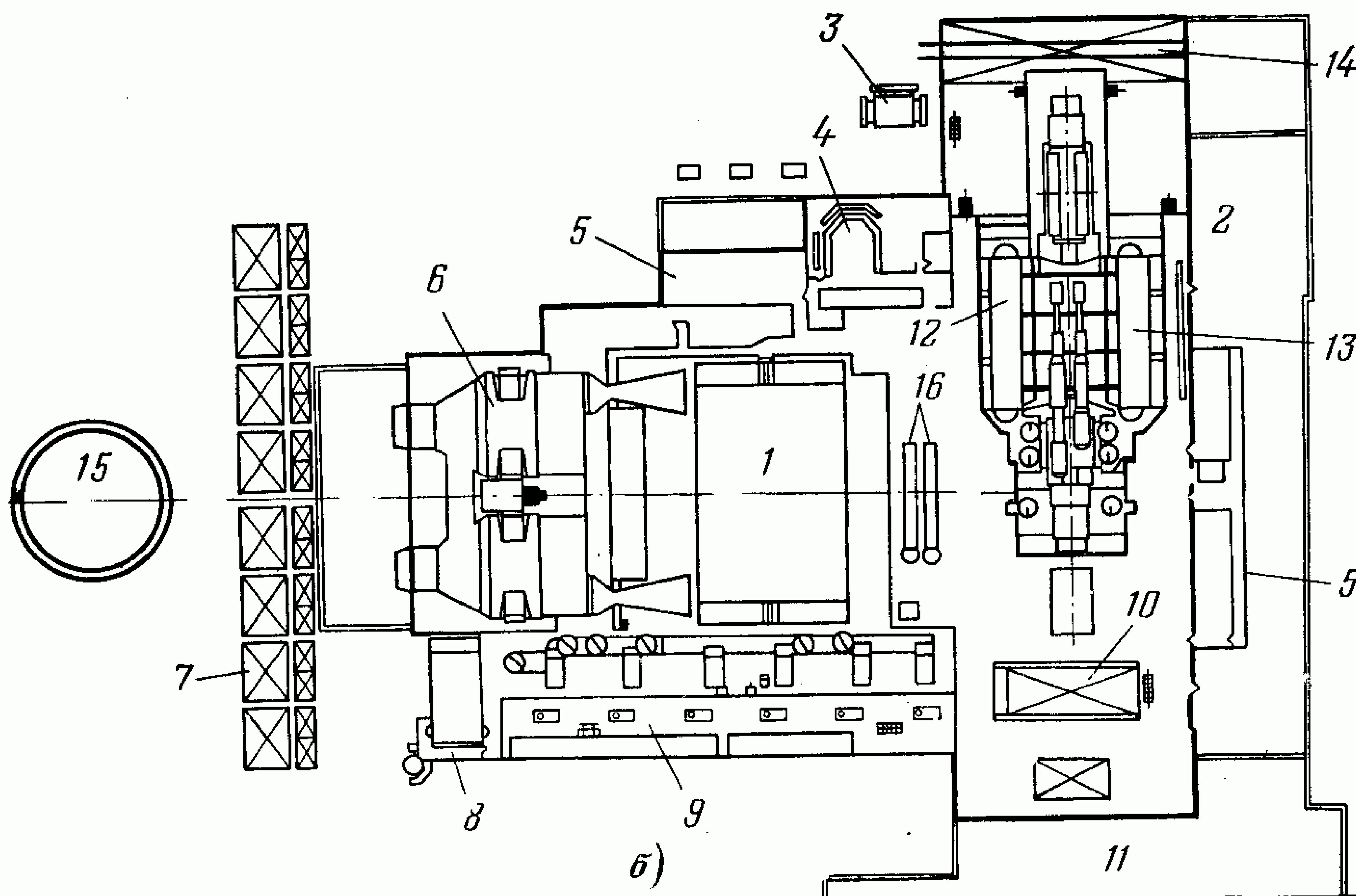
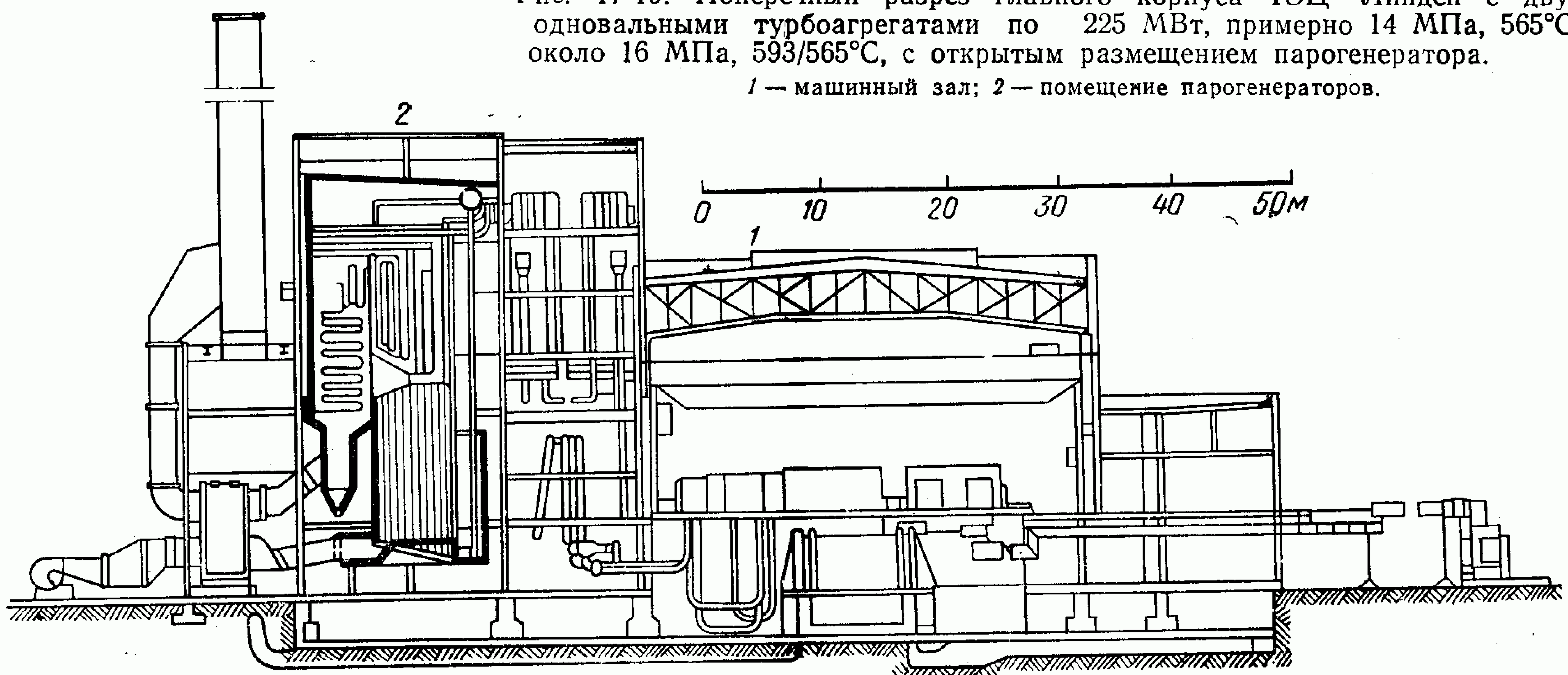


Рис. 17-18. Компоновка электростанции Биг Сенди с одновальным турбоагрегатом 800 МВт, 25 МПа, 538/551/565°С.

а — поперечный разрез: *1* — парогенератор; *2* — машинный зал; *3* — конденсаторы; *4* — подогреватели воды; *5* — деаэраторы; *6* — дымовая труба; *7* — электрофильтры; *8* — воздухоподогреватель; *9* — дутьевой вентилятор; *10* — вентилятор первичного воздуха; *11* — туннели; *12* — бак конденсата; *13* — забор воздуха; *б* — план: *1* — парогенератор; *2* — турбоагрегат; *3* — главный трансформатор; *4* — помещение блочного щита управления; *5* — забор воздуха; *6* — воздухоподогреватель; *7* — электрофильтр; *8* — вспомогательный насос; *9* — пылеприготовление; *10* — питательный насос; *11* — административный корпус; *12* — конденсатор (левый); *13* — конденсатор (правый); *14* — железнодорожный путь; *15* — дымовая труба; *16* — подогреватель высокого давления.

Рис. 17-19. Поперечный разрез главного корпуса ТЭЦ Линден с двумя одновальными турбоагрегатами по 225 МВт, примерно 14 МПа, 565°С и около 16 МПа, 593/565°С, с открытым размещением парогенератора.

1 — машинный зал; *2* — помещение парогенераторов.



450 МВт, 24 МПа, 565/565/565°C, на рис. 17-18,*а* и *б* показана эскизная компоновка (поперечный разрез и план) электростанции Биг Сенди (США) с одновальным турбоагрегатом 800 МВт, 24 МПа, 538/551/565°C.

Поперечный разрез ТЭЦ Линден (США) с открытой установкой парогенераторов, с двумя турбоагрегатами по 225 МВт, 14 МПа, 565°C и 16 МПа, 593/565°C показан на рис. 17-19.

ГЛАВА ВОСЕМНАДЦАТАЯ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

18-1. ПОТРЕБЛЕНИЕ ВОДЫ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основным потребителем воды на электростанциях являются конденсаторы паровых турбин. Расход охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара определяют из уравнения теплового баланса конденсатора. Если в конденсатор турбины подводится только отработавший пар турбин и нет подвода тепла с другими потоками, уравнение теплового баланса конденсатора имеет вид (рис. 18-1):

$$Q_к = D_к(i_к - i'_к) = G_{о.в}(i_{в2} - i_{в1}), \qquad (18\text{-}1)$$

где $Q_к$ — тепло, передаваемое конденсирующимся паром охлаждающей воде, МДж/ч; $D_к$ и $G_{о.в}$ — соответственно расход конденсирующегося пара и охлаждающей воды т/ч; $i_к$ и $i'_к$ — соответственно энтальпия отработавшего пара и его конденсата, кДж/кг; $i_{в1}$ и $i_{в2}$ — соответственно энтальпия охлаждающей воды до и после конденсатора, кДж/кг.

В конденсатор поступает обычно отработавший пар с небольшой влажностью, в пределах 10—12%; переохлаждение конденсата в конденсаторах современных конструкций «регенеративного» типа с малым паровым сопротивлением незначительно и им в данном расчете можно пренебречь.

Из уравнения (18-1) можно определить *кратность охлаждения* m, т. е. отношение расходов охлаждающей воды и конденсируемого пара, кг/кг,

$$m = \frac{G_{о.в}}{D_к} = \frac{i_к - i'_к}{i_{в2} - i_{в1}} = \frac{q_к}{\Delta i_в}, \qquad (18\text{-}2)$$

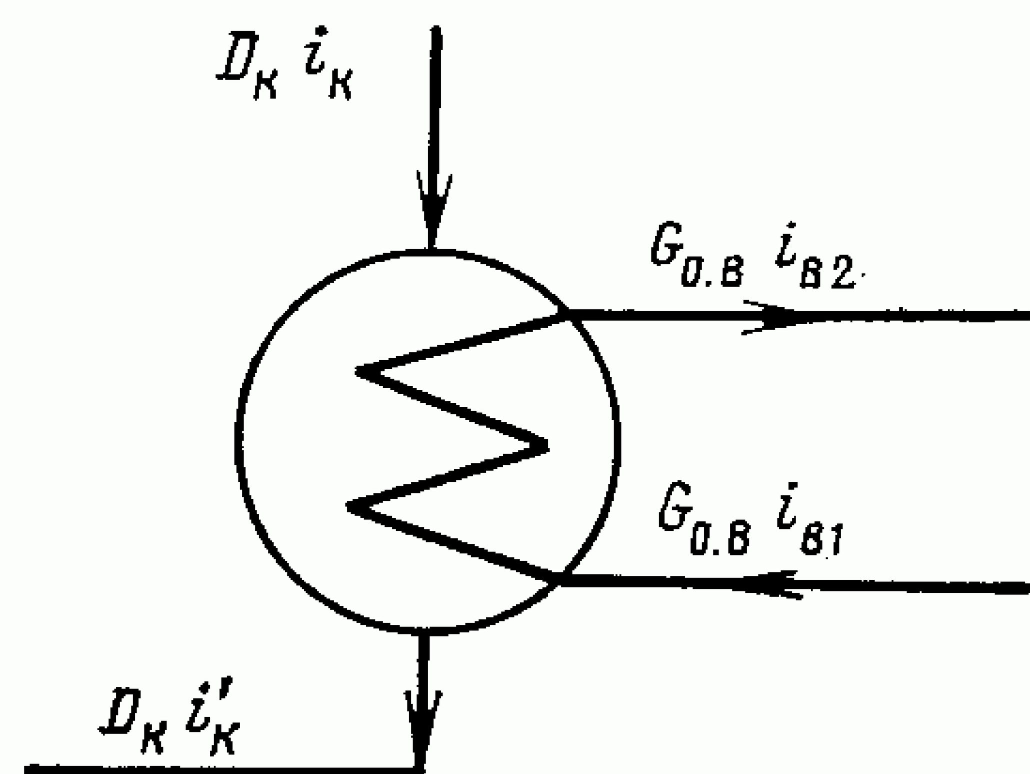


Рис. 18-1. Расчетная схема теплового баланса конденсатора паровой турбины.

где $q_к = i_к - i'_к$ — тепло конденсации отработавшего пара, кДж/кг; $\Delta i_в = i_{в2} - i_{в1}$ — подогрев воды в конденсаторе, кДж/кг.

Температуры охлаждающей воды t_1 и t_2 и конденсируемого пара $t_к$, °C, связаны соотношением,

$$t_к = t_1 + \Delta t_в + \theta = t_2 + \theta, \qquad (18\text{-}3)$$

где t_1 и t_2 — соответственно температура воды до и после конденсатора; θ — недогрев воды в конденсаторе до температуры насыщения (конденсации) пара, °C. Целесообразные значения $t_к$, t_2 и θ определяют комплексным технико-экономическим расчетом конечного давления $p_к$ пара (вакуума V) в турбине, конденсатора и системы водоснабжения. Чем глубже вакуум V (ниже давление отработавшего пара $p_к$), тем меньше расход топлива, но дороже часть низкого давления турбины, конденсатор и система водоснабжения. Таким образом, чем дороже топливо и чем выше использование мощности в году, тем глубже экономическая величина вакуума. С углублением вакуума увеличиваются выходные потери турбины, из-за чего рост мощности и к. п. д. турбоустановки замедляется, при технически предельном вакууме к. п. д. достигает максимума, затем мощность турбины и к. п. д. начинают снижаться (рис. 18-2). Расчетный подогрев воды в конденсаторе составляет обычно 8—12°C, недогрев воды 3—5°C.

В соответствии с $\Delta i_в$ экономическая кратность охлаждения m получается равной обычно 40—60 кг/кг. При удельном расходе пара современных турбин $d \approx 3$ кг/(кВт·ч) и отборе на регенеративный подогрев воды примерно 30% пара удельный пропуск пара в конденсатор $d_к \approx$ $\approx 2{,}0$ кг/(кВт·ч). При

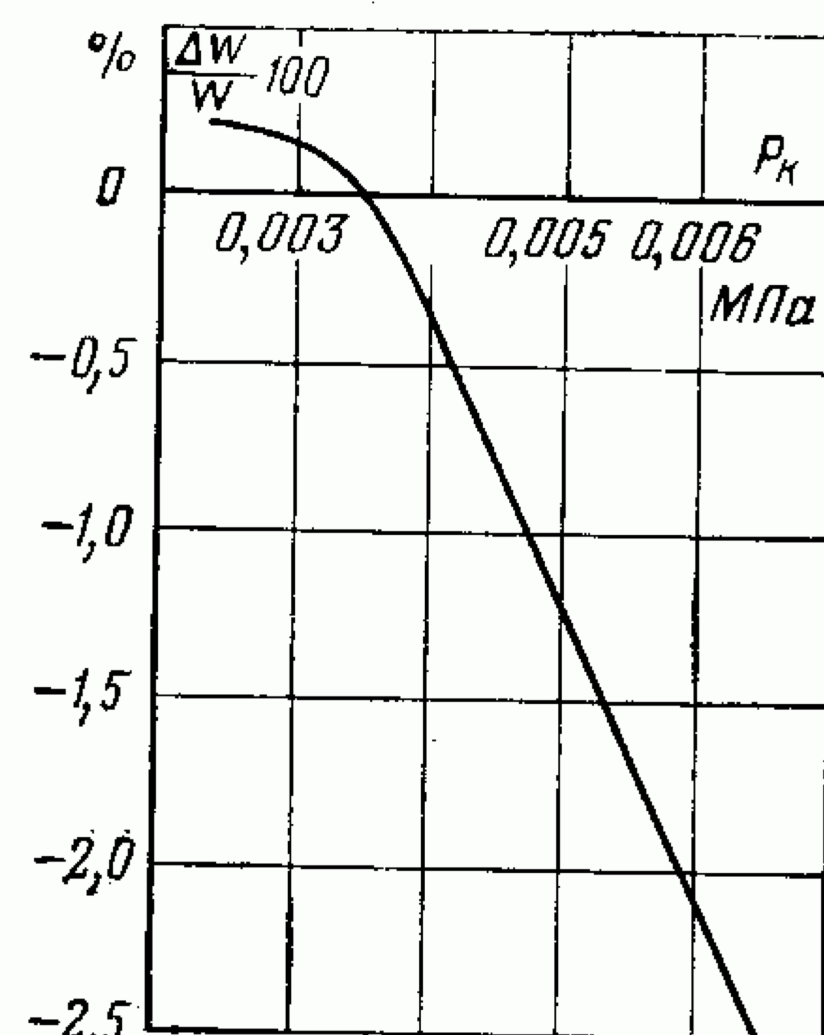


Рис. 18-2. Зависимость относительной мощности от конечного давления.

мощности электростанции $W_с=1,8$ млн. кВт и $m=50$ расход охлаждающей воды составит, т/ч:

$$G_{о.в}=md_кW_с=50\cdot2\cdot1,8\cdot10^6=180\cdot10^3$$

или $G_{о.в}=50$ м³/с. Для пропуска такого количества воды со скоростью, например, 2,5 м/с требуются водоводы с общим поперечным сечением 20 м² (диаметром примерно 5 м).

От теплофикационных турбин с конденсацией пара обычно требуется развитие полной (номинальной) электрической мощности при отключенных отборах пара для внешних потребителей. Расход охлаждающей воды таких турбин определяется, следовательно, также их электрической мощностью. При использовании конденсационных приводных турбин питательных насосов (и других машин) в расход охлаждающей воды главных турбин включают расход воды на приводные турбины.

Таблица 18-1

Назначение расходуемой воды	Расход воды, %
Конденсация пара	100
Охлаждение газа и воздуха турбогенератора и крупных электродвигателей	2,5—4,0
Охлаждение масла турбоагрегата и питательных турбонасосов	1,2—2,5
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	0,3—0,8
Гидротранспорт золы и шлака при оборотной схеме водоснабжения системы гидрозолоудаления (в зависимости от расхода топлива, его зольности, способа золошлакоудаления и типа золоуловителей)	0,1—0,4
Питание парогенераторов конденсационной электростанции	0,04—0,1

Кроме потребности воды для конденсации отработавшего пара турбин вода на электростанциях расходуется также на следующие цели (табл. 18-1).

Общее потребление воды прочими потребителями обычно не превышает примерно 7% основного расхода охлаждающей воды на конденсацию отработавшего пара турбин.

В табл. 18-2 приведены данные о расходе воды на конденсацию пара современных турбин различных типов при номинальной их мощности.

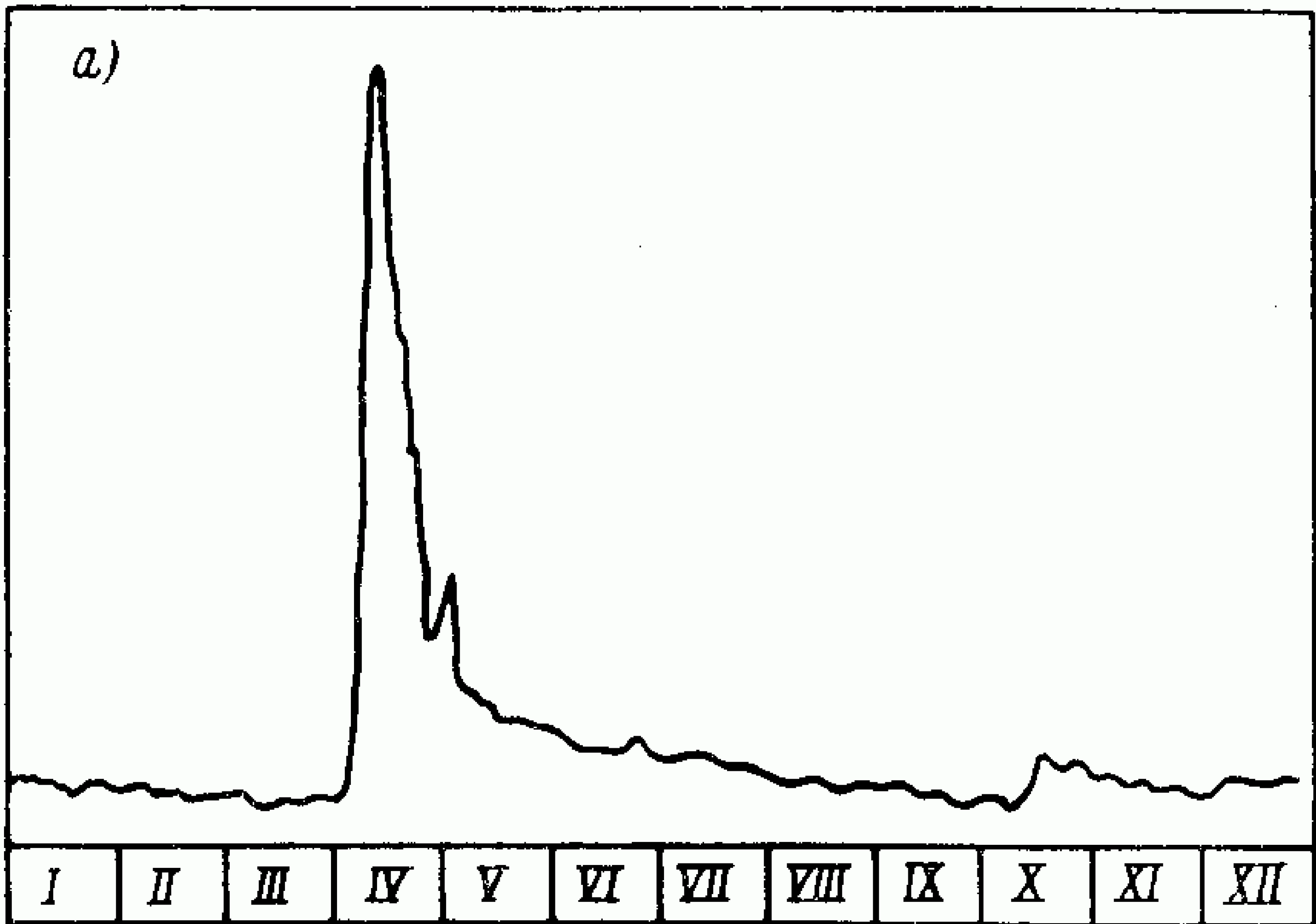
Таблица 18-2

Тип турбины	Расход воды, м³/ч
К-50-90, ПТ-50-90	8000
ПТ-60-130, Т-50-130	8000
К-100-90, Т-100-130	16 000
ПТ-135-130	12 500
К-160-130	21 000
К-200-130	25 000
Т-250-240	28 000
К-300-240	36 000
К-500-240	52 000
К-800-240	80 000

18-2. ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Наиболее распространенный источник водоснабжения электростанций — реки. Расход воды в реке (дебит реки) и ее температура изменяются в течение года (рис. 18-3); реки, протекающие по равнинам большей части территории Советского Союза, имеют максимальный расход в половодье, во время весенних паводков (март, апрель); осенние дожди могут вызвать увеличение расхода воды в реке; минимальный расход относится к летнему и зимнему периодам (рис. 18-3,*а*). Реки горных районов, питающиеся водой от таяния ледников, имеют максимальный расход воды в летнее время (рис. 18-3, *б*).

Если минимальный расход воды в реке не меньше потребления воды электростанцией,



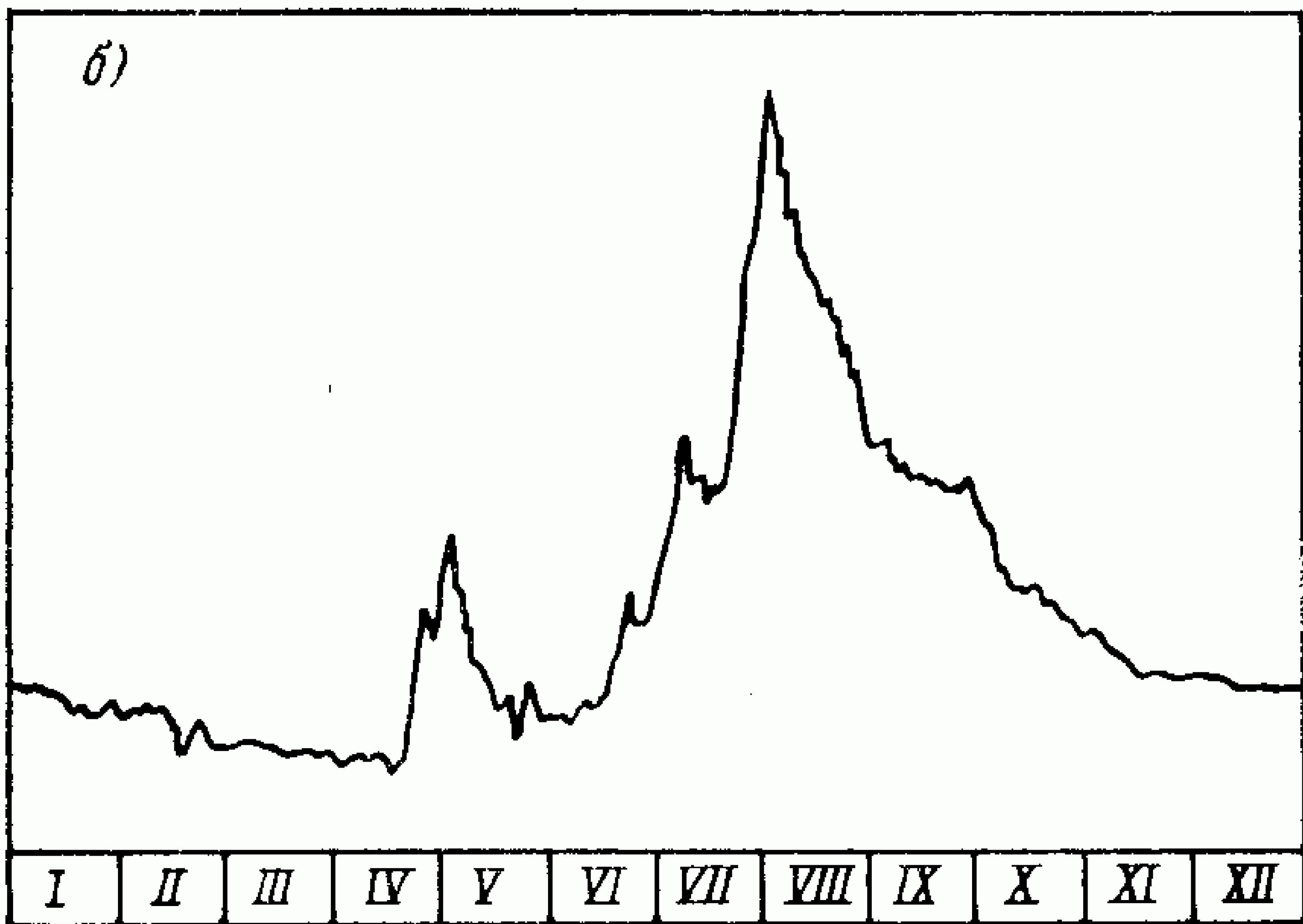


Рис. 18-3. Изменение расхода воды в реке в течение года.
а — равнинные реки; *б* — горные реки.

применяют *прямоточную систему водоснабжения*. При этом данная масса свежей охлаждающей воды, взятая из реки, один раз проходит через конденсатор турбины и после подогрева в нем отработавшим паром турбины сливается в реку ниже по ее течению на такое расстояние, чтобы не было подмешивания нагретой воды к свежей охлаждающей. Необходимое расстояние между местами забора и сброса воды в реке зависит от уклона русла реки, скорости течения, направления и силы преобладающих ветров в районе. Во избежание смешения нагретой и свежей охлаждающей воды, а также для обеспечения надежного забора воды на реке ниже места забора воды сооружают иногда невысокую водоподъемную плотину, создающую перепад воды в 1—3 м. При этом в случае необходимости должно быть обеспечено судоходство через шлюзы. При наличии плотины нагретую воду можно сбрасывать вблизи места забора свежей воды ниже плотины. Довольно часто, несмотря на достаточный расход воды в реке, прямоточное водоснабжение применить не удается из-за отсутствия подходящих площадок для электростанции (затопляемость берега, слишком высокий берег реки, требующий недопустимо большого расхода электроэнергии на подъем всей массы воды, и т. д.), а также по санитарным требованиям и условиям рыбоохраны.

Источником водоснабжения с прямоточной системой может быть озеро достаточных размеров с проточной водой и море, если электростанция сооружается на его берегу. Использование соленой морской воды требует применения особых мер защиты оборудования и трубопроводов от коррозии. В основном это относится к конденсатору турбины, трубки которого, водяные камеры, трубные решетки должны быть выполнены из коррозионно-стойких металлов (специальных сплавов); применяют также специальную электрохимическую защиту конденсаторов и труб против коррозии металла: крепление трубок в трубных решетках должно быть герметичным во избежание попадания морской воды в конденсат турбины. Конденсаторы снабжают «солеными» отсеками у трубных досок. В тех случаях, когда в районе сооружения электростанции нет реки с достаточным расходом воды (или по техническим и экономическим причинам, указанным выше, нецелесообразно использовать реку с большим расходом воды), применяют *оборотную систему водоснабжения*.

Большое распространение на конденсационных электростанциях в Советском Союзе и в других странах получило оборотное водоснабжение с водохранилищами-охладителями. *Водохранилище-охладитель* создается на базе небольшой реки с переменным расходом воды, колеблющимся от максимального во время паводка до минимального, почти нулевого, при пересыхании русла в летнее время и промерзании реки зимой. В таких случаях поперек долины реки, близ площадки электростанции, сооружают водоудержательную плотину необходимой длины и высоты, задерживающую сток реки. Ложе создаваемого *пруда-охладителя* заполняют водой в течение одного-двух, иногда даже трех лет. Свежую воду для охлаждения забирают из водохранилища большей частью вблизи плотины, а подогретую сливают на некотором расстоянии от водозабора так, чтобы на пути от места слива к месту забора подогретая вода успела охладиться (от температуры t_2 до температуры t_1, т. е. на $\Delta t = 8 \div 12°C$). Если глубина пруда значительная (6—8 м и более), свежую воду забирают с большой глубины (из придонного слоя), а подогретую сливают здесь же в верхний поверхностный слой). Благодаря разности температур воды наверху и внизу (более теплая вода вверху и более холодная внизу) наблюдается «стратификация» (разделение) слоев воды, так что свежая и нагретая вода не перемешиваются при малых скоростях забора воды и надлежащей конструкции водозаборных сооружений.

При создании водохранилищ-охладителей необходимы следующие условия: достаточная площадь водохранилища; рациональная его форма и достаточная средняя глубина (не менее 3—4 м); благоприятное геологическое строение долины реки и створа плотины, влияющее на фильтрационные потери воды; достаточный сток реки, обеспечивающий нужный уровень (горизонт) воды в пруде. Регулируемый сток реки должен быть достаточным для покрытия потребности электростанции в воде, возмещения потерь воды (от фильтрации, естественного испарения и дополнительного испарения, вызванного подогревом пруда сбросной водой электростанции), поддержания необходимых расходов реки ниже плотины для водоснабжения нижележащих потребителей. При этом должны быть соблюдены требования судоходства, рыбоводства и др.

Из сказанного выше о прямоточной системе водоснабжения и оборотной системе с водохранилищами-охладителями, сооружаемыми в долинах рек, вытекает, что территориальное размещение конденсационных электростанций связано непосредственно с источниками водоснабжения.

Водохранилища-охладители, сооружаемые вне водотоков на поймах рек или в стороне от них, называются *наливными*. Такие водохранилища, создаваемые обвалованием необходи-

мой площади, можно заполнять из источника водоснабжения, расположенного в нескольких десятках километров и более от электростанции. Этот же источник обеспечивает возмещение всех потерь электростанции и водохранилища-охладителя.

Место сооружения теплоэлектроцентрали выбирают обычно из условия близости не к источнику водоснабжения, а к тепловым потребителям. Промышленные ТЭЦ размещают на специально им отведенной части общей территории промышленного предприятия, ими обслуживаемого. Отопительные ТЭЦ сооружают возможно ближе к соответствующим жилым массивам. Однако нередки случаи, когда такие ТЭЦ по санитарным условиям сооружаются на расстоянии от города до 20 км и более. В обоих случаях использование реки с большим дебитом и прямоточного водоснабжения, а также водохранилищ-охладителей с оборотным водоснабжением ограничено.

На теплоэлектроцентралях применяют большей частью оборотную систему водоснабжения с *искусственными охладителями-градирнями* (редко с *брызгальными устройствами* — на электростанциях небольшой мощности). Ввиду исчерпания в значительной мере водных ресурсов в ряде стран и в отдельных районах нашей страны, а также по условиям охраны природы для конденсационных электростанций в ближайшее время все чаще будут применять оборотные системы с искусственными охладителями. Встречаются также *смешанные прямоточно-оборотные системы водоснабжения* с использованием реки или водохранилища-охладителя и искусственного охладителя.

Таблица 18-3

Система водоснабжения	Среднегодовая температура воды, °С, в районах			
	Урала и Сибири	Средней полосы европейской части СССР	Юга европейской части СССР	Средней Азии
Прямоточная	6—10	8—12	10—14	8—15
Оборотная с водохранилищами-охладителями	8—12	10—14	13—18	13—18
Оборотная с градирнями и брызгальными бассейнами (после охлаждения)	18—22	18—22	20—24	20—26

В табл. 18-3 приведены значения среднегодовой температуры воды в реках, водохранилищах-охладителях, градирнях и брызгальных устройствах в различных районах страны.

Проектирование систем водоснабжения и выбор экономически обоснованных решений осуществляют с учетом годичного изменения температуры воды в источнике водоснабжения, а также возможных изменений нагрузки турбоагрегатов в течение суток и года.

Проектированию электростанций и их систем водоснабжения предшествуют климатологические, топографические, гидрологические, геологические и другие изыскания; при проектировании используются данные соответствующих многолетних наблюдений.

18-3. ПРЯМОТОЧНАЯ СИСТЕМА ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Прямоточное водоснабжение — технически наиболее совершенная и, как правило, экономичная система водоснабжения; она позволяет получить более глубокий вакуум в турбине по сравнению с другими системами водоснабжения благодаря постоянному использованию свежей воды для конденсаторов турбин. Эта система широко распространена на действующих электростанциях, но в настоящее время применяется все реже, так как на вновь сооружаемых электростанциях большей частью отсутствуют технические или экономические условия, необходимые для ее осуществления.

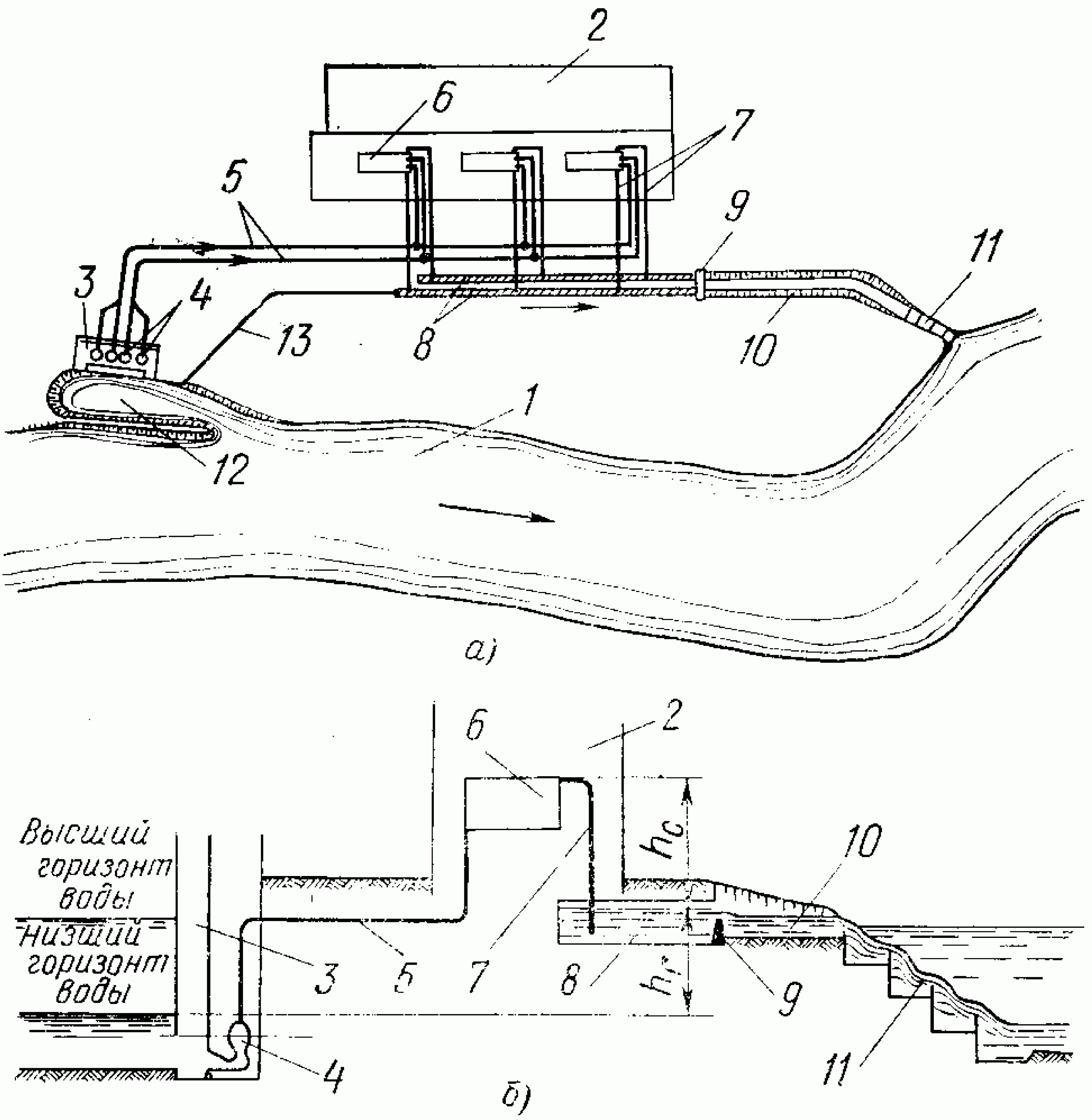


Рис. 18-4. Схема прямоточного водоснабжения.

а — схематический план сооружения; *б* — схематический условный разрез по сооружениям; *1* — река; *2* — главный корпус; *3* — водоприемник и береговая насосная; *4* — циркуляционные насосы; *5* — напорные трубопроводы; *6* — конденсаторы турбин; *7* — сливные трубопроводы; *8* — закрытый отводящий канал; *9* — сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; *10* — открытый отводящий канал; *11* — водосбросное сооружение; *12* — водозаборный ковш; *13* — трубопровод обогрева водозабора.

При применении прямоточного водоснабжения главный корпус электростанции размещают вблизи от берега реки, на территории, не затопляемой во время максимального уровня воды в реке (рис. 18-4,*а*). Ввиду значительного колебания уровня воды в реке в течение года насосы охлаждающей воды, как правило, размещают в береговой насосной; центробежные насосы подачей до 12—15 тыс. м³/ч способны подсасывать воду и их ось может быть на 3—4 м выше минимального уровня воды в реке; применяемые на крупных электростанциях осевые насосы поворотно-лопастного типа и крупные центробежные насосы с вертикальным валом работают с подпором 2—5 м и их колеса размещаются ниже уровня воды (рис. 18-4,*б*).

Размещение насосов в машинном зале потребовало бы устройства в нем глубокой шахты (колодца) и, как следствие, большого дополнительного заглубления фундаментов здания и оборудования, удорожания строительной части машинного зала. Поэтому насосы при прямоточном водоснабжении редко размещают в машинном зале.

Перед поступлением в насосы вода первоначально освобождается от крупных плавающих или взвешенных предметов в *механических решетках,* очищаемых специальными *решеткоочистными машинами.* После «грубой» очистки вода проходит через тонкие *вращающиеся сетки* (сита), представляющие собой вертикальную бесконечную ленту, огибающую барабаны сверху и снизу. Сетки снабжены *промывным струйным устройством,* автоматически включающимся при их загрязнении, при повышении их гидравлического сопротивления и увеличения разности уровней воды до и после сеток до 15—20 см.

От насосной станции вода подается по прокладываемым параллельно фронту машинного отделения магистральным трубопроводам, обычно двум, к которым присоединены трубопроводы, подающие воду к конденсаторам (рис. 18-5,*а*). Если турбина имеет два конденсатора, то к каждому магистральному трубопроводу присоединяется один из конденсаторов, а при одном конденсаторе — одна его половина.

При такой централизованной схеме водоснабжения в насосной устанавливают не менее четырех циркуляционных насосов, работающих параллельно на общую сеть, что обеспечивается наличием обратных клапанов и задвижек на трубопроводах у насосов и задвижек на трубопроводах перед конденсаторами.

На современных конденсационных электростанциях применяют, как правило, блочные схемы водоснабжения, т. е. подачу воды на каждый конденсатор или его половину от одного насоса. При этом арматуру у насосов и перед конденсаторами не устанавливают (рис. 18-5,*б*).

После конденсаторов вода поступает в *сливные каналы, закрытые* на территории электростанции и *открытые* за ее пределами; в реку вода сливается через специальный *водосброс,* предохраняющий русло и берег реки от размыва. *Водоприемное устройство* обычно совмещают со зданием береговой насосной.

При заборе воды из рек с большим количеством влекомых наносов или внутриводного льда (шуги) в отдельных случаях перед водоприемным устройством сооружают *водозаборный ковш,* частично отгороженный от русла реки дамбами. К водоприемным устройствам и в ковши зимой подводят часть нагретой в конденсаторах воды для предохранения входных окон от обледенения, поддерживая температуру воды в водоприемнике на уровне +5°С.

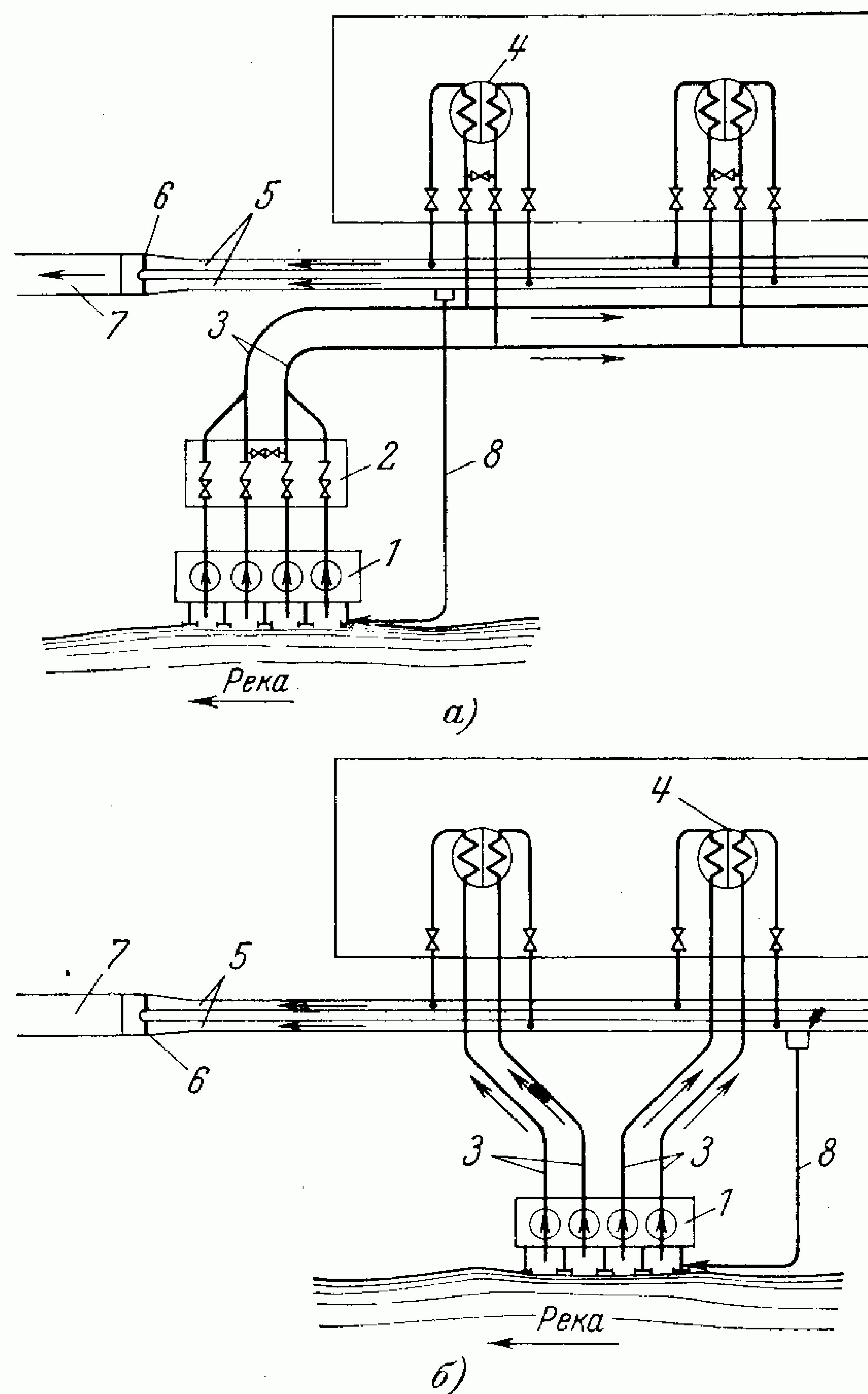


Рис. 18-5. Схемы трубопроводов охлаждающей воды.

а — централизованная; *б* — блочная; *1* — береговая насосная; *2* — камера задвижек и обратных клапанов; *3* — напорные трубопроводы; *4* — конденсаторы турбин; *5* — закрытые отводящие каналы; *6* — сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; *7* — открытый отводящий канал; *8* — водовод обогрева водоприемника.

Необходимый напор насосов определяют с учетом действия *сифона*. Нагретая вода сливается по трубе из конденсаторов в колодец, в котором поддерживается необходимый ее уровень. Сливной трубопровод погружают выходным сечением под уровень воды; труба заполняется водой и благодаря действию атмосферного давления на поверхность воды в колодце в трубе поддерживается столб воды высотой $h_{сиф}=7\div8$ м (с учетом гидравлического сопротивления и остаточного воздуха, в частности выделяемого из воды). Благодаря этому от насосов требуется подъем воды от уровня ее в реке до уровня в сливном колодце на высоту $h_г$, не включая высоту подъема ее до верха конденсатора, если последняя не превышает высоты сифона $h_{сиф}=7\div8$ м. Уровень воды можно обеспечить, выполняя в сливном канале порог; это позволяет отказаться от сливных колодцев. Действие сифона основано на известном из физики явлении перетока жидкости (воды) из верхнего сосуда в нижний через изогнутую трубку, заполняемую водой, вытесняющей воздух, с коленом выше уровня воды в верхнем сосуде теоретически на величину атмосферного давления, равного 0,1 МПа.

В нашем случае вода подается из нижнего сосуда (реки) в верхний (сливной колодец или канал) насосами. поднимающими ее на высоту $h_г$, равную разности уровней в сосудах (рис. 18-4,*б*). При пуске системы воздух из нее удаляют пусковыми эжекторами или вакуум-насосами.

Общий напор насосов (давление, создаваемое насосом), МПа, составится в виде суммы:

$$\Delta p=\Delta p_г+\Delta p_к+\Delta p_с,$$

где $\Delta p_г=\gamma h_г$ — давление, необходимое для подъема воды на геометрическую высоту, МПа; $\gamma\approx9{,}81$ кН/м³$\approx0{,}01$ МН/м³ — удельный вес воды; $\Delta p_к$ — гидравлическое сопротивление конденсатора, равное 0,04—0,06 МПа; $\Delta p_с$ — гидравлическое сопротивление всасывающих и напорных трубопроводов с арматурой, МПа. Значения $\Delta p_г$ и $\Delta p_с$ стремятся всемерно уменьшить, размещая электростанцию и машинный зал по возможности ближе к реке с минимальным превышением их над уровнями воды в ней. Общий напор насосов составляет 0,1—0,2 МПа, а в отдельных случаях и выше.

Мощность, потребляемую насосами, МВт, определяют по формуле

$$W_н=\frac{V\Delta p}{\eta_н}, \qquad (18\text{-}4)$$

где V — объемный секундный расход охлаждающей воды, м³/с; Δp — напор (давление), создаваемое насосом, МПа,

при этом

$$V=\frac{G}{3600\rho}=\frac{mD_к}{3600\rho}=\frac{m\alpha_к D_0}{3600\rho}=\frac{m\alpha_к d_0 W_э}{3600\rho}\approx\frac{md_к W_э}{3600},$$

где G — расход охлаждающей воды, т/ч; $\rho\approx\approx1$ — плотность воды, т/м³; m — кратность охлаждения, т/т; D_0 и $D_к$ — соответственно расход пара на турбину и в конденсатор, т/ч; $\alpha_к=d_к/d_0$ — доля пропуска пара в конденсатор; $d_к$ и d_0 — удельный расход пара в конденсаторе и на турбину, т/(МВт·ч); $W_э$ — электрическая мощность турбоагрегата, МВт.

Отсюда процентный расход мощности на насосы равен:

$$w_н=\frac{W_н}{W_э}100=\frac{md_к\Delta p}{3600\eta_{н.э}}, \qquad (18\text{-}5)$$

где $\eta_{н.э}$ — к. п. д. насоса и электродвигателя.

Если, например, $m=45$; $\eta_{н.э}=0{,}85$; $d_к=2{,}1$ кг/(кВт·ч); $\Delta p=0{,}1$ МПа, то

$$w_н=\frac{45\cdot2{,}1\cdot0{,}1}{36\cdot0{,}85}\approx0{,}3\%.$$

Как видно из выражения (18-5), расход мощности на насосы охлаждающей воды зависит от кратности охлаждения m и давления воды Δp, изменяясь прямо пропорционально их значениям (при неизменных значениях $d_к$ и $\eta_{н.э}$). Так, например, если $\Delta p=0{,}2$ МПа, а $d_к=4{,}2$, то $w_н=1{,}2\%$, что отвечает старым типам турбин и электростанций.

На рис. 18-5 показаны схемы трубопроводов охлаждающей воды конденсационной электростанции с прямоточным водоснабжением при централизованной и блочной схемах. При мощности энергоблоков 300 МВт, расходе охлаждающей воды по двум трубопроводам 10,6 м³/с и скорости воды 2 м/с диаметр трубопроводов равен 1,8 м.

В настоящее время иногда применяют последовательное включение конденсаторов турбин, что может дать технические и экономические преимущества.

18-4. ОБОРОТНОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ С ВОДОХРАНИЛИЩАМИ-ОХЛАДИТЕЛЯМИ

Оборотное водоснабжение с водохранилищами-охладителями — наиболее распространенная система водоснабжения действующих конденсационных электростанций Советского Союза и применяется часто на электростанциях в других странах.

В этой системе главный корпус электростанции располагают близ берега пруда; насосы размещают обычно в береговой насосной, так как годичные колебания горизонта воды в водохранилище могут быть значительными, составляя несколько метров. В отдельных слу-

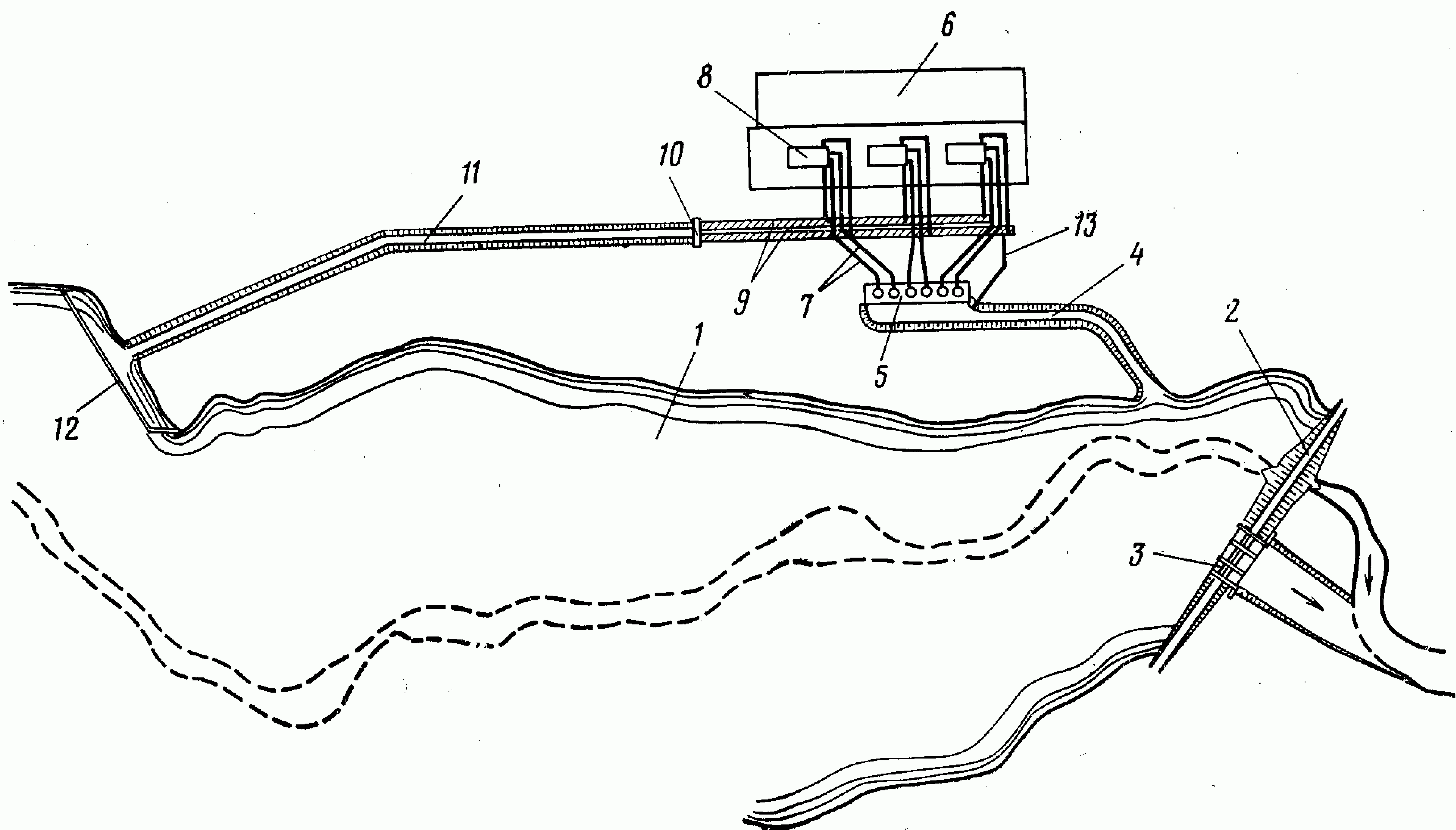


Рис. 18-6. Схематический план сооружений электростанции при оборотной системе водоснабжения с водохранилищем-охладителем.

1 — водохранилище-охладитель; 2 — плотина; 3 — водосброс плотины; 4 — открытый подводящий канал; 5 — водоприемник и береговая насосная; 6 — главный корпус; 7 — напорные трубопроводы; 8 — конденсаторы турбин; 9 — закрытый отводящий канал; 10 — сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; 11 — открытый отводящий канал; 12 — струераспределительное сооружение; 13 — трубопровод обогрева водозабора.

чаях, при малых колебаниях горизонта воды, насосы могут быть установлены в машинном зале, индивидуально у каждой турбины.

Водоприемное устройство и насосную размещают у более глубокого места пруда, часто вблизи плотины.

Плотину выполняют земляной, каменнонабросной или бетонной длиной до 3—4 км, шириной по гребню до 10 м, высотой до 30—40 м. Предусматривают специальные водосбросные устройства при плотине для пропуска паводка и постоянных сбросов.

Нагретая в конденсаторах турбин вода сливается в водохранилище на некотором расстоянии от места приема, обеспечивающем необходимое ее охлаждение на пути от места забора до места слива (рис. 18-6).

Требуемая для охлаждения воды площадь водохранилища зависит от мощности электростанции, его тепловой нагрузки, климатических условий района и формы пруда. При водохранилищах *вытянутой формы* нагретая в конденсаторах турбин вода сливается на значительном расстоянии до 8—10 км от водозабора (рис. 18-7,*а*). В ряде случаев для более полного использования поверхности водохранилища сооружают струенаправляющие дамбы (рис. 18-7,*б*) и струераспределительные сооружения на сбросе нагретой воды в водохранилище. Водохранилищам, сооружаемым вне долины рек или на их поймах (наливные водохранилища), стремятся придать форму, позволяющую использовать всю их акваторию (рис. 18-7,*в*). При большой глубине водохранилища и заборе более холодной воды из нижних слоев нагретая вода может сливаться непосредственно у места забора, в верхние слои более теплой воды. При этом длина сливных каналов и их стоимость значительно сокращаются. Такое решение требует предварительной тщательной проверки гидротермическим моделированием.

Охлаждение воды в водохранилище происходит в результате соприкосновения воды с воздухом (конвекцией), если его температура ниже температуры охлаждаемой воды (в более холодное время года и в ночное время летом), а также в результате испарения части воды с поверхности водохранилища, если воздух, движущийся над водохранилищем, не насыщен водяными парами.

Тепловой баланс водохранилища-охладителя выражается уравнением

$$Q_с+Q_и+Q_р+Q_к+Q_в=0, \qquad (18\text{-}6)$$

где $Q_с$, $Q_и$, $Q_р$, $Q_к$ и $Q_в$, ГДж/сут, означают алгебраические величины: $Q_с$ — приток тепла к воде от воздуха соприкосновением (конвек-

тивная отдача тепла); $Q_и$ — охлаждения воды из-за испарения; $Q_р$ — тепла солнечной радиации; $Q_к$ — тепла, подводимого с нагретой в конденсаторах турбин водой; $Q_в$ — тепла, отводимого из пруда с проточной водой; при этом

$$\left.\begin{aligned} Q_с &= \alpha_с (t - \theta) F_а; \\ Q_и &= rG_и = r\beta_и (p_t - p_\theta) F_а; \\ Q_к &= D_к q_к = G_{о.в} (i_2 - i_1); \\ Q_в &= G_0 i_0 - G_с i_с - G_ф i_ф; \end{aligned}\right\} \qquad (18\text{-}6а)$$

в этих уравнениях (все значения Q даны в ГДж/сут): $\alpha_с$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к воде, ГДж/(м²·К·сут); t — температура воды (средняя по поверхности потока), °С; θ — температура воздушного потока над водохранилищем, °С; $F_а$ — активная поверхность охлаждения водохранилища, м²; r — теплота парообразования воды, ГДж/т; $G_и$—количество испаренной с поверхности водохранилища воды, т/сут; $\beta_и$ — коэффициент массоотдачи в процессе испарения воды, т/(сут·МПа·м²); p_t и p_θ — парциальные давления водяных паров у поверхности воды в водохранилище и в массе воздушного потока над ним, МПа; $D_к$ — пропуск пара в конденсаторы турбин, т/сут; $q_к$ — тепло конденсации пара в конденсаторе, ГДж/т; $G_{о.в}$ — расход охлаждающей воды, т/сут; i_1 и i_2 — соответственно энтальпия охлажденной и нагретой циркуляционной (охлаждающей) воды, ГДж/т; G_0, $G_с$, $G_ф$ — соответственно расход воды, поступающей из реки в водохранилище, сливаемой из него в нижнее течение реки, потеря воды из-за фильтрации через плотину и ложе (дно) пруда, т/сут; i_0, $i_с$, $i_ф$ — соответственно энтальпия потоков воды G_0, $G_с$, $G_ф$, ГДж/т.

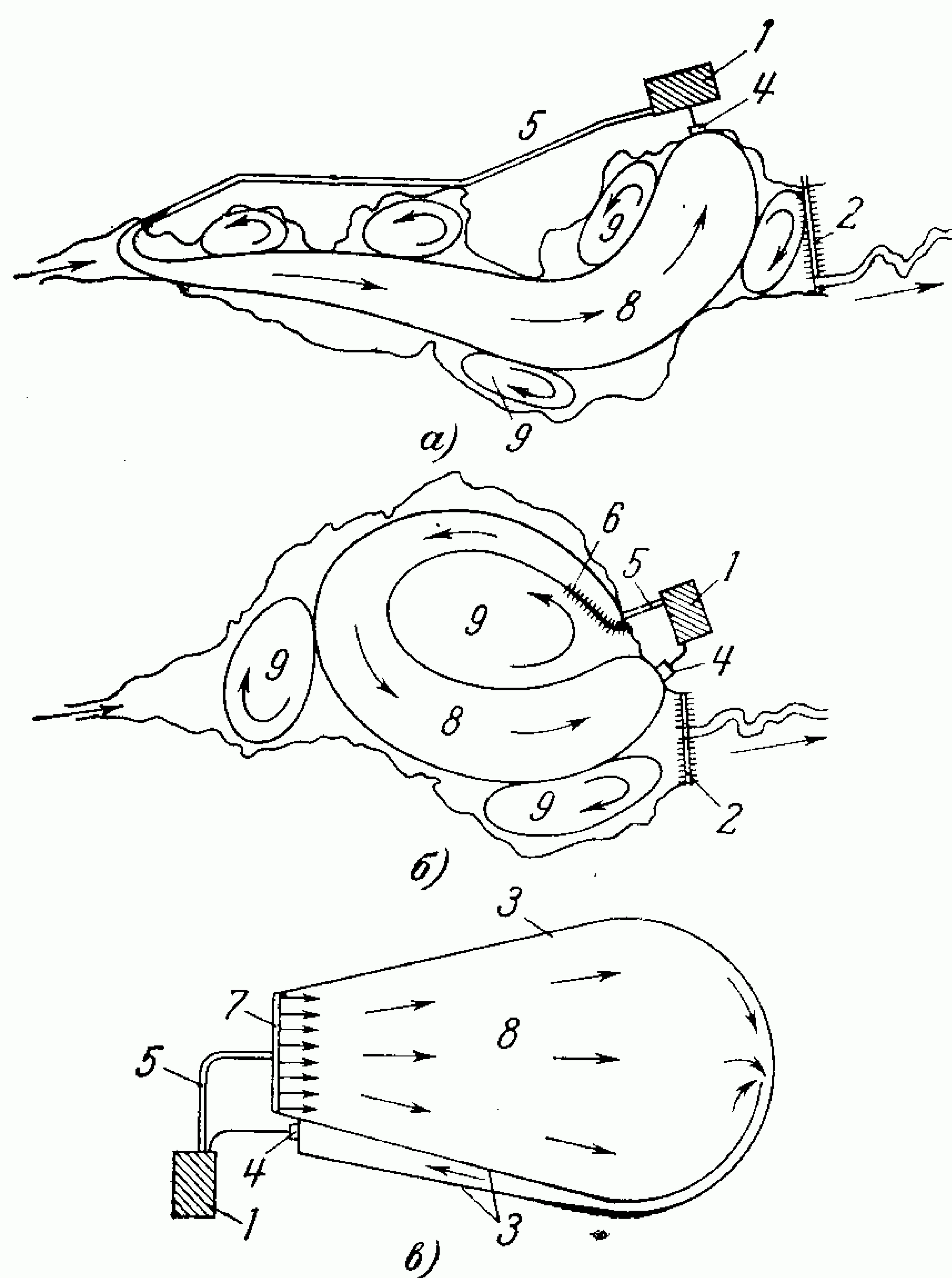


Рис. 18-7. Схемы водохранилищ-охладителей.

а — водохранилище вытянутой формы; *б* — водохранилище округлой формы; *в* — водохранилище, сооружаемое вне долины реки; *1* — площадка электростанции; *2* — плотина; *3* — ограждающая дамба; *4* — водозаборное сооружение; *5* — отводящий канал; *6* — струенаправляющая дамба; *7* — струераспределительное сооружение; *8* — транзитный поток; *9* — водоворотная зона.

Наряду с тепловым балансом *материальный баланс* воды в водохранилище, т/сут, выражается так:

$$G_0 = G_с + G_и + G_ф.$$

Основные составляющие теплового баланса — величины $Q_с$, $Q_и$ и $Q_к$, при этом

$$Q_с + Q_и + Q_к \approx 0. \qquad (18\text{-}6,б)$$

В естественном состоянии, когда нет притока тепла в пруд с циркуляционной водой, $Q_с + Q_и \approx 0$; если, в частности, температура воздуха θ выше температуры воды на поверхности пруда t, т. е. $\theta > t$ (летние дни), то

$$\alpha (t - \theta) = r\beta_и (p_t - p_\theta); \qquad (18\text{-}7)$$

температура охлажденной в этом случае воды на поверхности водохранилища равна в пределе температуре смоченного термометра τ, т. е. в уравнении (18-7) $t = \tau$. Такой вид охлаждения воды в водохранилище, обусловливаемый испарением, называют *испарительным охлаждением*.

Если имеется приток тепла в пруд с циркуляционной водой, а температуры воздуха θ и воды t примерно равны, $\theta \approx t$, то баланс тепла таков: $Q_к \approx Q_и$ или $D_к q_к \approx G_и r$; так как $q_к \approx r$, то $D_к \approx G_и$; иначе, количество испаряемой с поверхности водохранилища воды $G_и$ равно примерно количеству конденсируемого пара турбин $D_к$. Так как $D_к = \frac{G_{о.в}}{m} \approx 0{,}02 G_{о.в}$, то с поверхности водохранилища испаряется примерно около 2% оборотной (циркуляционной) воды. Этот случай относится к чисто испарительному охлаждению воды. Если тепло отдается воздуху, кроме того, и конвекцией, т. е. $t > \theta$, количество испаряемой воды соответственно снижается до 0,8—1%.

Температура охлажденной воды в водохранилище зависит, в частности, от температуры смоченного термометра (рис. 18-8). Как видно из графика, температура охлажденной воды не достигает температуры смоченного термометра, превышая ее на величину предела охлаждения $\delta t = t_1 - \tau$, характеризующего совершен-

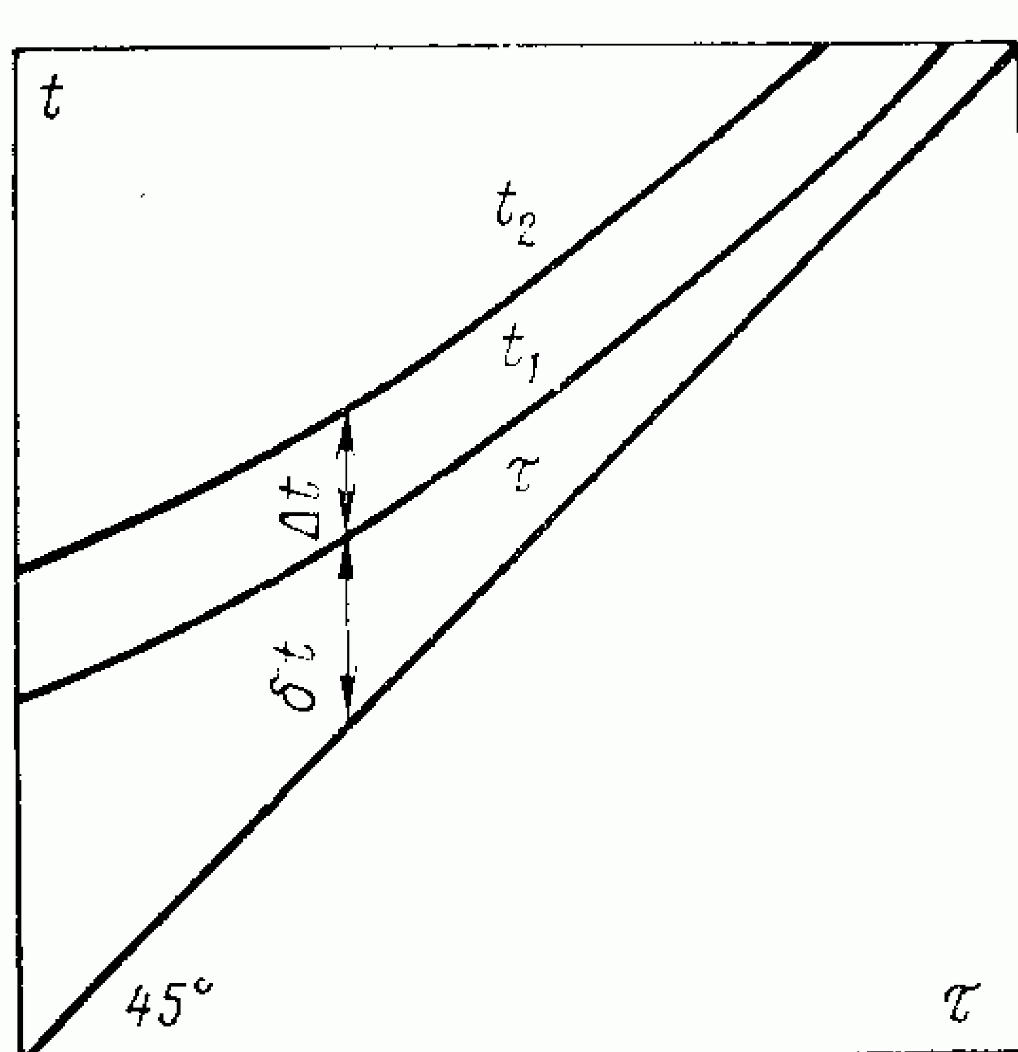


Рис. 18-8. График температур циркуляционной воды в зависимости от температуры смоченного термометра.

$\Delta t = t_2 - t_1$ — зона охлаждения воды; $\delta t = t_1 - \tau$ — предел охлаждения воды.

ство работы охладителя. Важно отметить, что степень охлаждения, так называемая *зона охлаждения воды* $\Delta t = t_2 - t_1$ определяется условиями теплового баланса конденсаторов турбин $\Delta t = q_к/m$, т. е. в основном кратностью охлаждения m, а не работой водохранилища-охладителя.

Активную площадь водохранилища-охладителя $F_а$, км², можно определить по формуле

$$F_а = \varkappa F_{пр} = \varkappa (F_{тр} + F_в), \qquad (18\text{-}8)$$

где $F_{тр}$ — площадь транзитного потока, км²; $F_в$ — площадь водоворотных зон, км² ($F_{тр}$ и $F_в$ определяют гидравлическим расчетом или на гидравлической модели); $F_{пр}$ — общая площадь пруда без застойных зон, км²; $\varkappa = f(F_{тр}/F_{пр})$ — коэффициент использования водохранилища, принимаемый по табл. 18-4.

Таблица 18-4

$F_{тр}/F_{пр}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\varkappa$	0,4	0,62	0,78	0,87	0,9

Необходимую площадь водохранилища, км²/МВт, можно приближенно определить по удельной площади:

$$f_{уд} = \frac{F_{пр}}{W_э}; \qquad (18\text{-}9)$$

значение $f_{уд}$ принимают в пределах $(3-8) \times 10^{-3}$ км²/МВт; таким образом, для электростанции мощностью 2400 МВт требуется $F_{пр} = 7 \div 20$ км².

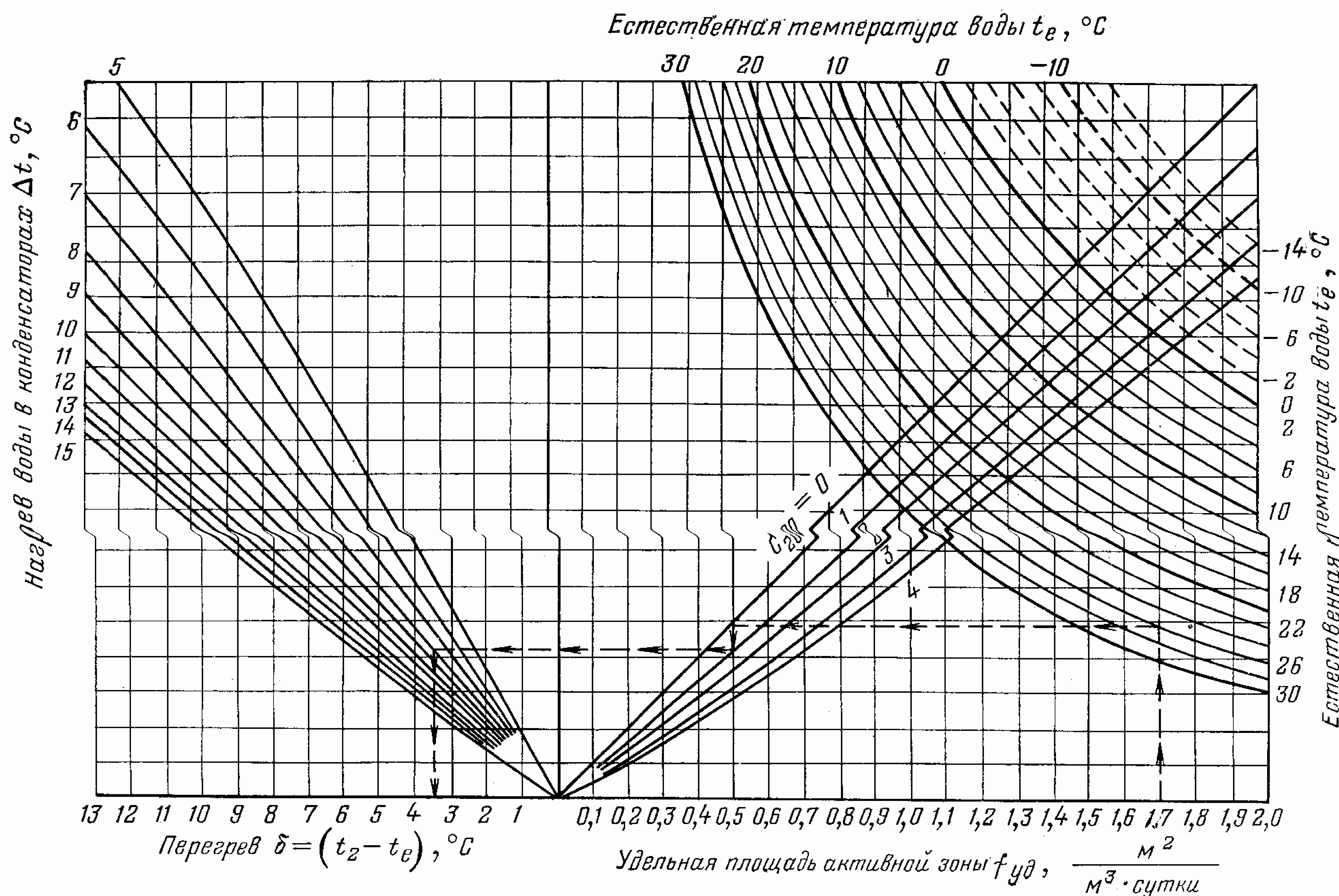


Рис. 18-9. Номограмма для расчета водохранилища-охладителя.

Номограмма при t_e, принятом по наблюдениям, аналогу или вычисленному по формуле.

Ключ к пользованию номограммой:

$f_{уд} \to t_e \to (c_{200} = 0) \to c_{200} \to \Delta t \to \delta$.

Для теплового расчета водохранилища пользуются номограммой (рис. 18-9), по которой при известной удельной активной площади водохранилища м²/(т·сут),

$$f_а^{уд} = \frac{F_а}{D_к m} 10^6$$

определяют превышение температуры охлажденной воды δ, °С, над естественной температурой воды t_e либо при заданном δ находят $f_а^{уд}$. Для пользования номограммой должны быть известны t_e, Δt и скорость ветра на высоте 2 м над поверхностью воды c_{200}.

При отсутствии данных наблюдений, а зимой во всех случаях t_e определяют расчетом.

Для зимнего периода t_e имеет отрицательное значение и является условной.

К среднемесячным или среднедекадным значениям t_e необходимо вносить поправку в зависимости от глубины водохранилища и географической широты района его расположения.

При проектировании водохранилищ-охладителей широко используют наряду с расчетами методы гидротермического моделирования в лабораториях соответствующих институтов.

Схема трубопроводов охлаждающей воды современной конденсационной электростанции с оборотной системой водоснабжения и водохранилищем-охладителем не отличается от схемы при прямоточной системе (см. рис. 18-5).

18-5. ОБОРОТНОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ С ГРАДИРНЯМИ

Градирни — основной вид искусственного охладителя, широко распространенный на теплоэлектроцентралях и в настоящее время получающий все большее применение на конденсационных электростанциях.

Основная рабочая часть градирни — *оросительное устройство*, в котором вода, подлежащая охлаждению после конденсаторов турбин, разделяется на струи и капли или стекает вниз по щитам в виде пленок. Вода в виде капель или пленок охлаждается вследствие испарения и соприкосновения с воздухом, входящим в оросительное устройство через окна. Нагретый, насыщенный водяными парами воздух отводится вверх обычно под действием естественной тяги через *вытяжную башню*. По взаимному направлению движения воды и воздуха градирни разделяются на *противоточные, поперечноточные* или *смешанного типа* (рис. 18-10).

В Советском Союзе применение получили противоточные градирни *с естественной тягой* (рис. 18-11). Насосы прокачивают циркуляционную воду через конденсаторы турбин и по трубопроводам подводят ее к распределительным трубам над оросительным устройством градирни. На трубах установлены сопла, через которые вода под напором 0,015—0,018 МПа разбрызгивается и попадает на деревянные или асбестоцементные щиты, по которым стекает в виде пленки в бассейн. Промежутки между щитами образуют коридоры для движения воздуха.

Воздух поступает через окна высотой 3—12 м, расположенные по периметру башни. Щиты имеют следующие размеры: высота 120 и 250 см, ширина 160 см, толщина 5—6 см. Щиты высотой 120 см устанавливают в два яруса. Расстояние между щитами около 2,5 см.

Оросительные устройства *пленочного* типа получили в настоящее время наибольшее распространение. В градирнях с оросительными устройствами *капельного* типа вода поступает в систему самотечных лотков, на дне которых устанавливают цилиндрические насадки. Под насадками расположены разбрызгивающие фарфоровые или пластмассовые тарелочки, с которых вода падает в виде струй и капель на горизонтальные планки (бруски) треуголь-

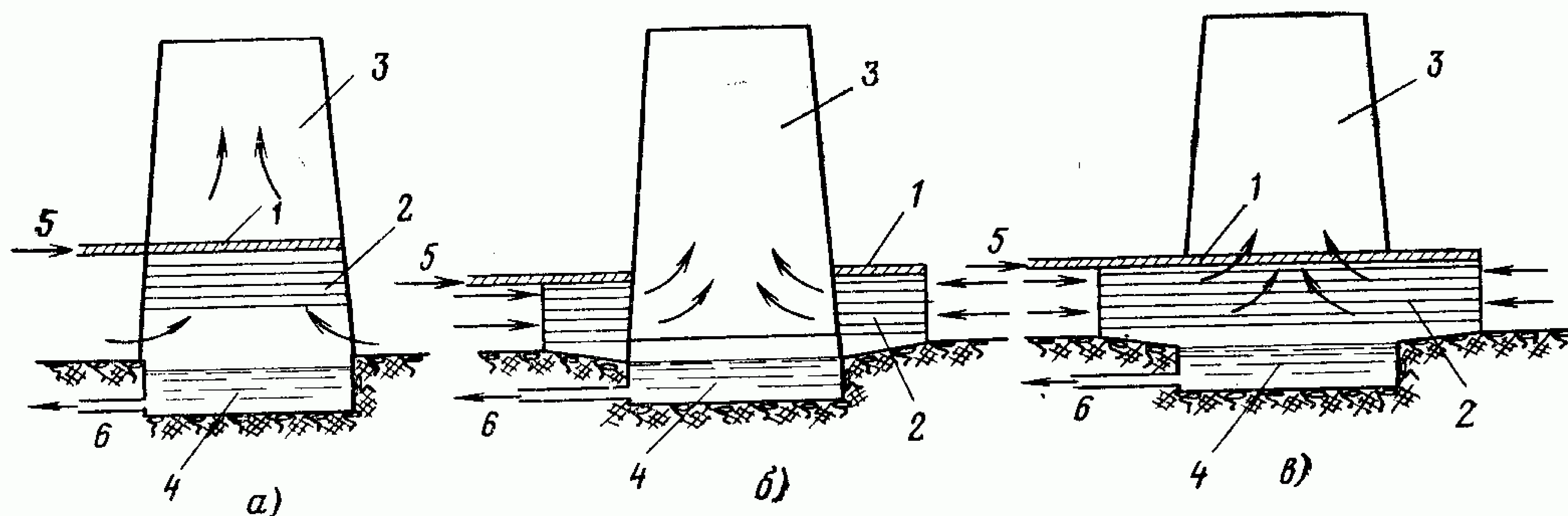
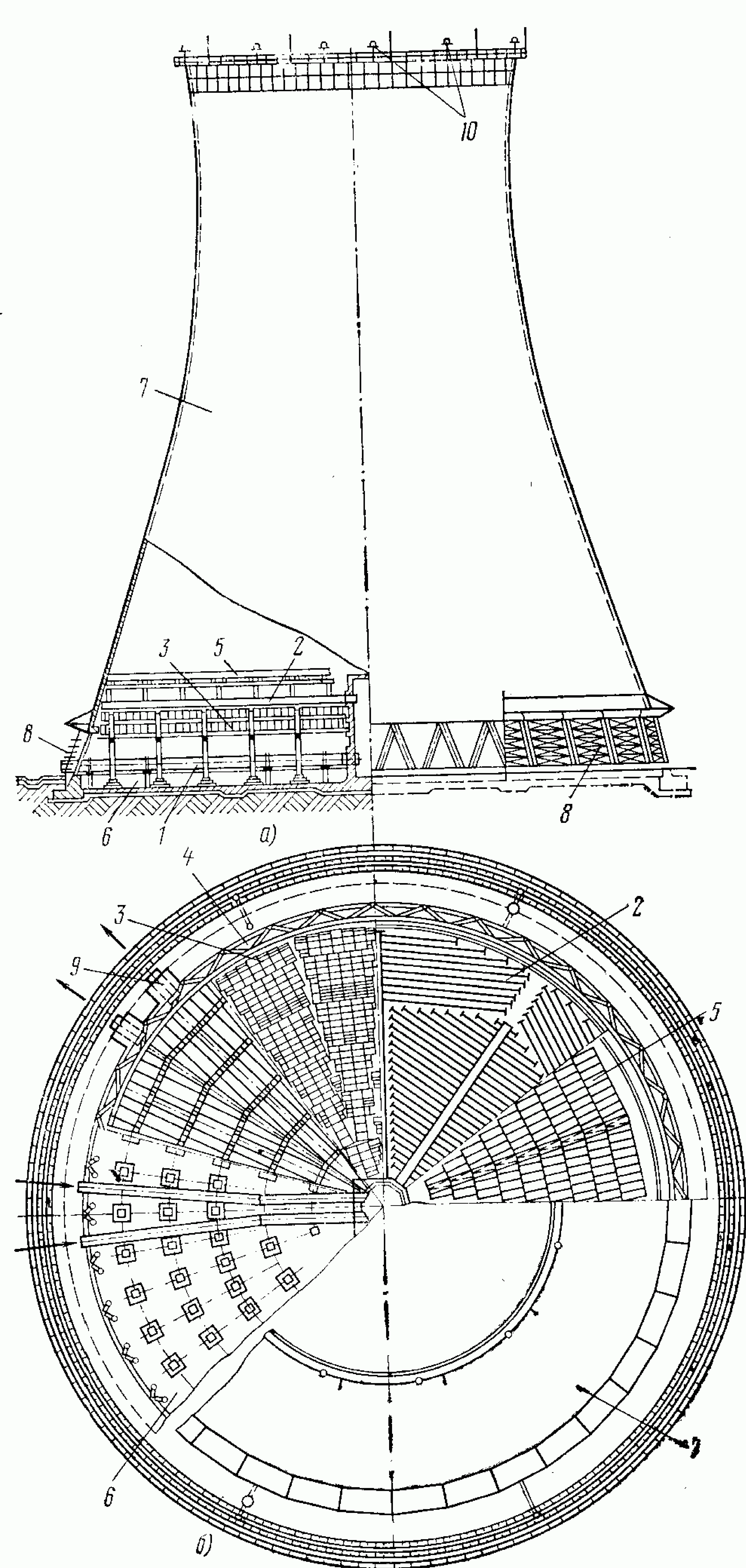


Рис. 18-10. Схемы градирен различных типов.

а — противоточная; *б* — поперечноточная; *в* — смешанного типа; *1* — водораспределительное устройство; *2* — охлаждающее устройство; *3* — вытяжная башня; *4* — водосборный бассейн; *5* — подвод теплой воды после конденсаторов турбин; *6* — отвод охлажденной воды.



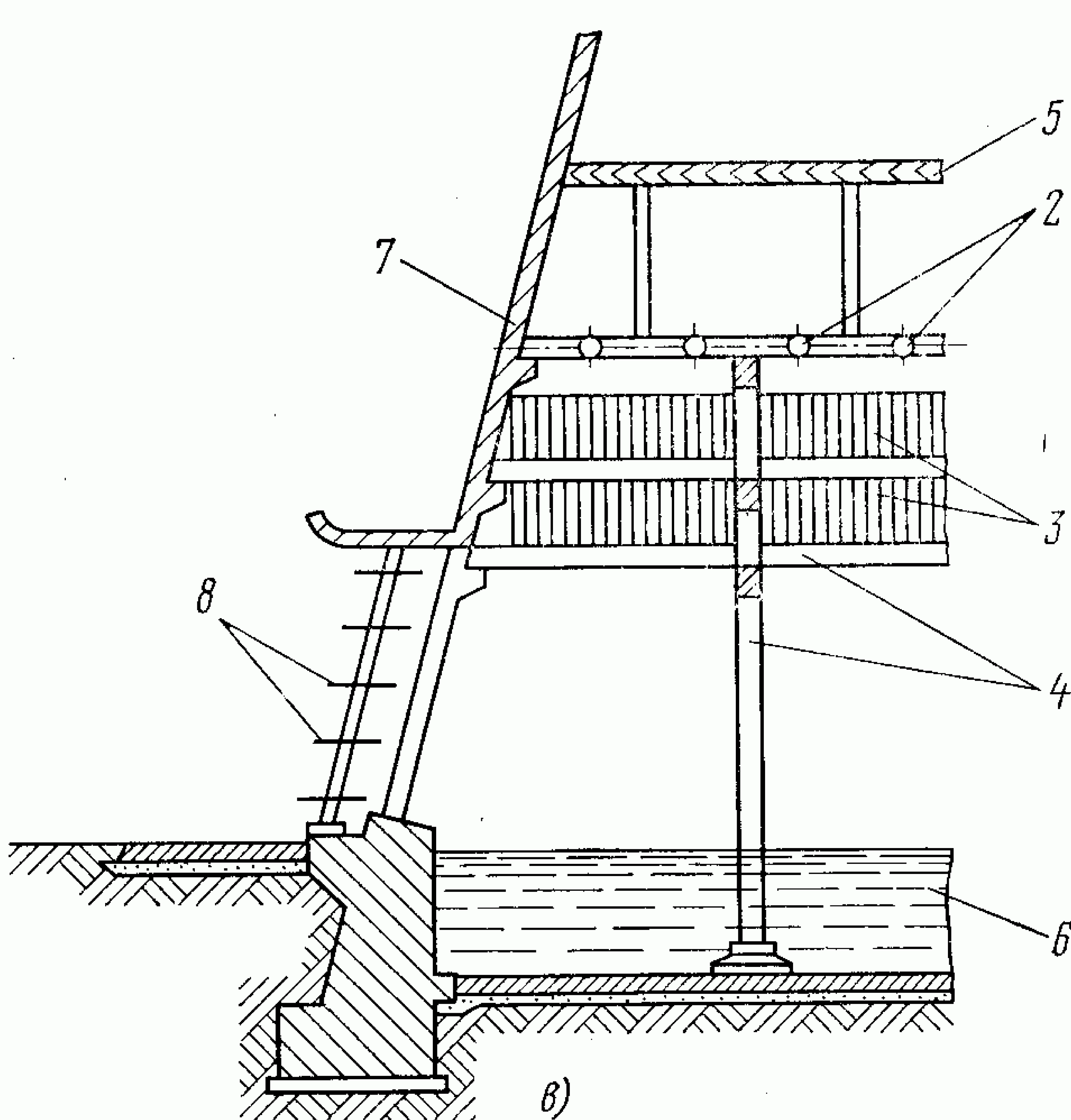


Рис. 18-11. Градирня противоточного типа с естественной тягой.

а — разрез и фасад; *б* — план; *в* — деталь; *1* — подводящие трубопроводы; *2* — водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; *3* — щиты оросительного устройства пленочного типа; *4* — каркас оросителя; *5* — водоуловитель; *6* — водосборный бассейн; *7* — вытяжная железобетонная гиперболоидальная башня; *8* — воздухонаправляющие щиты; *9* — отводящие трубы; *10* — светоограждение.

ного или прямоугольного сечения, размещаемые в несколько рядов по высоте, после чего собирается в бассейне. Благодаря большей поверхности охлаждения воды, стекающей в виде пленок по щитам, и меньшему аэродинамическому сопротивлению движению потока воздуха пленочные градирни имеют лучшие технические и экономические показатели (меньшая удельная площадь при равной охлаждающей способности).

Выполняют также градирни смешанного *капельно-пленочного* типа с оросительным устройством капельного типа на периферии и пленочного типа (с меньшим аэродинамическим сопротивлением) в центральной части.

Вытяжную башню градирен выполняют в виде многоугольника в плане с металлическим наружным каркасом и обшивкой из дерева, асбестоцемента и алюминия. Крупные градирни выполняют также с железобетонной башней гиперболоидной формы; соответственно градирни имеют в плане форму многогранника или круга. Основной размер градирни — площадь оросительного устройства (в горизонтальном сечении), достигающая в наиболее крупных современных градирнях 4000—6500 м². Сооружают также градирни площадью орошения 9000 м².

Вода подается к оросительному устройству на высоту 9—18 м, глубина бассейна 2 м. Высота вытяжной башни крупных градирен достигает 90—150 м, выходной диаметр 45—60 м. Циркуляционные насосы устанавливают в машинном зале, обычно по два насоса индивидуально у каждой турбины или в центральной насосной между градирнями и машинным залом.

На теплоэлектроцентралях целесообразно применять крупные градирни, выбирая общую их производительность по летнему режиму

работы турбин при расчетных теплофикационных отборах пара.

Серьезное внимание уделяют зимнему режиму работы градирен на ТЭЦ, когда расход охлаждающей воды уменьшается и возникает опасность обледенения градирен у окон для входа воздуха. С этой целью температуру охлажденной воды поддерживают не ниже 10—12°С, по периметру градирни создают водяную тепловую завесу и предусматривают перекрытие окон щитами.

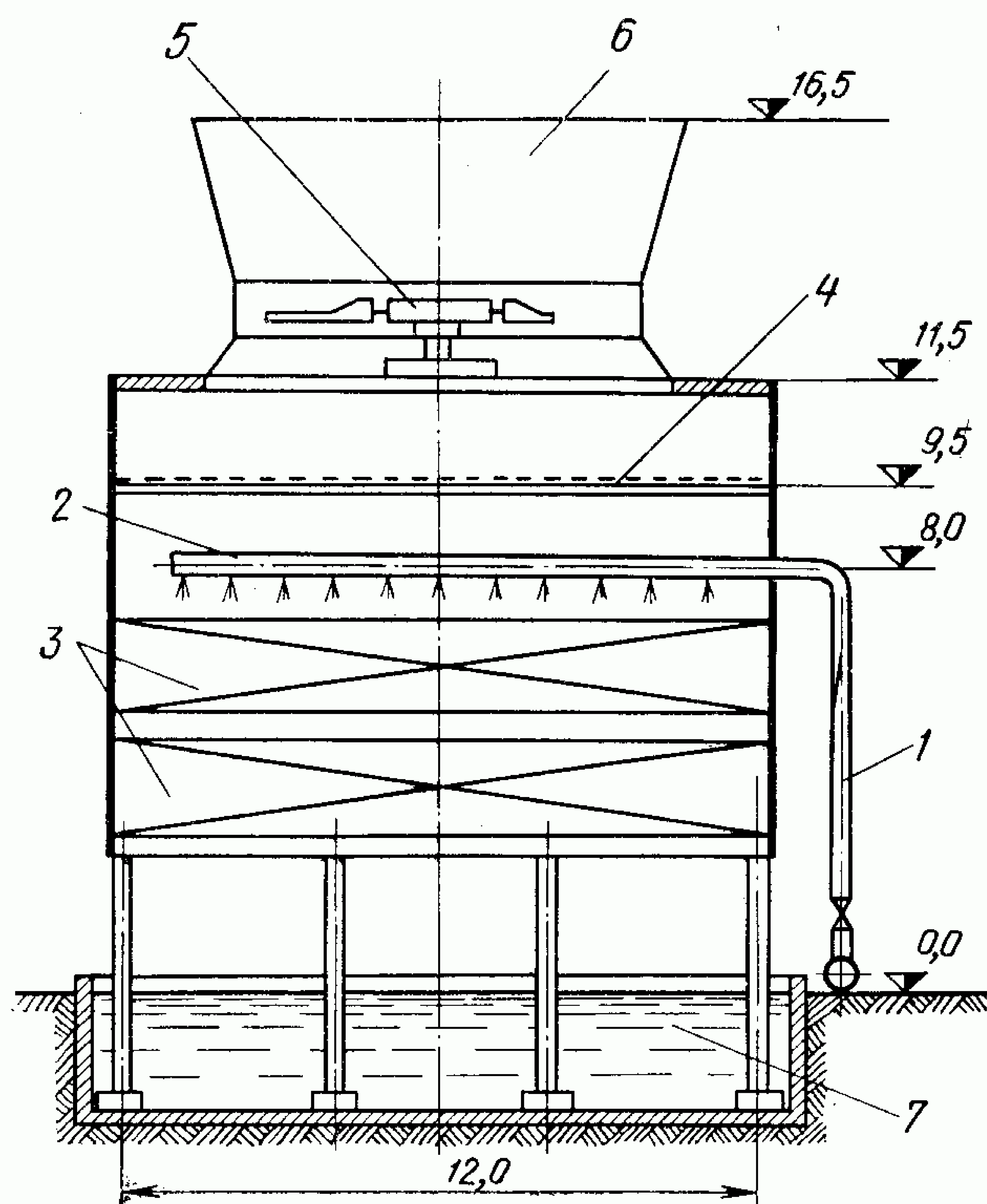


Рис. 18-12. Секционная вентиляторная градирня с секциями 12×12 м.

1 — напорный подводящий трубопровод; *2* — водораспределительное устройство; *3* — оросительное устройство; *4* — водоуловитель; *5* — осевой вентилятор 2ВГ-70; *6* — диффузор; *7* — водосборный бассейн.

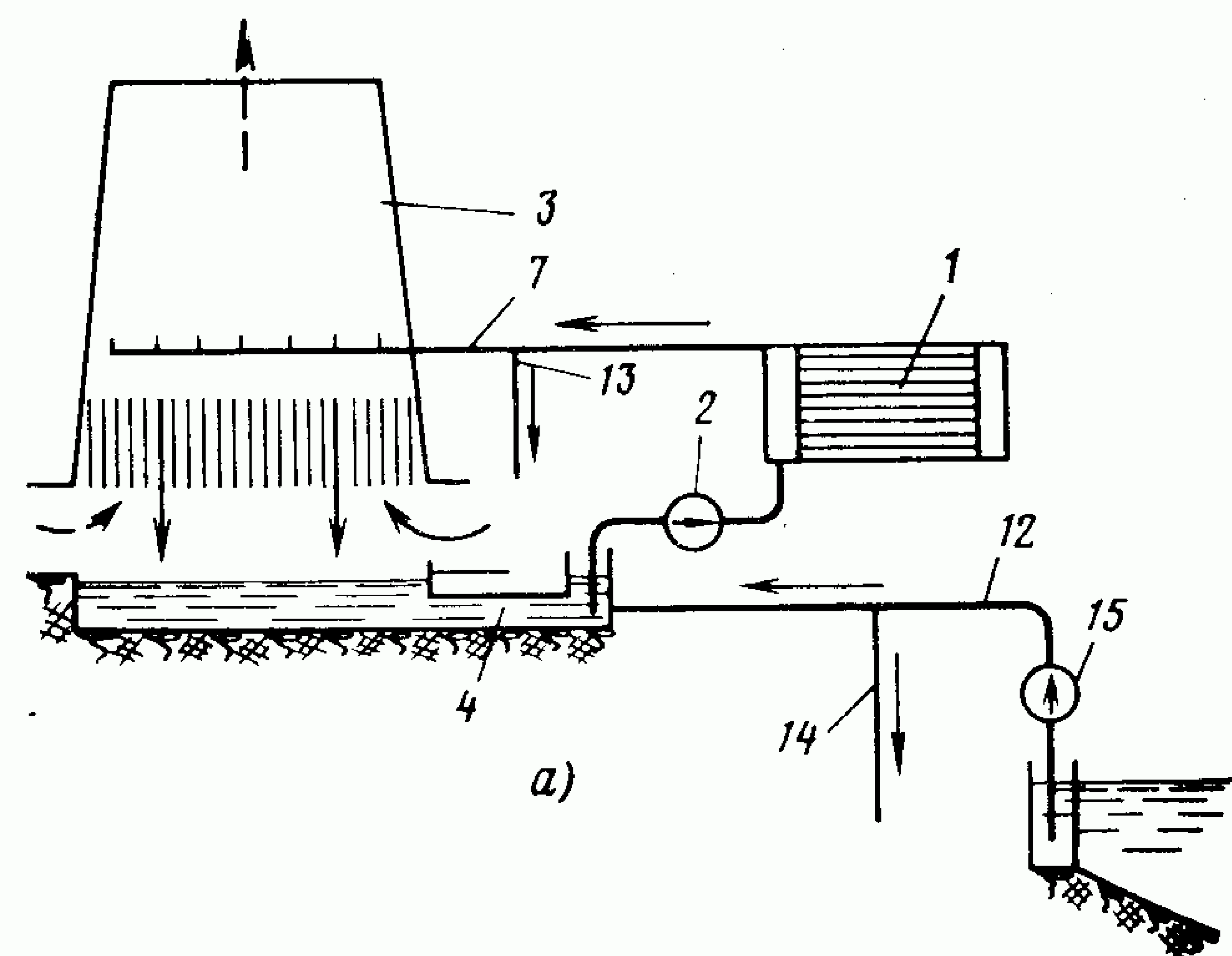
Иногда, премущественно в странах с жарким климатом, применяют градирни с *искусственной вентиляцией,* в которых над оросительным и водораспределительным устройствами устанавливают пропеллерные электрические вентиляторы с вертикальной осью (рис. 18-12). Такие градирни ввиду отсутствия в них дорогой вытяжной башни больших размеров, естественно, дешевле, но требуют значительного дополнительного расхода электроэнергии, около 0,5—0,7% выработки электроэнергии.

Вода в градирнях охлаждается в основном в результате испарения. Количество испаряемой влаги при чисто испарительном охлаждении приближенно определяют по соотношению, приведенному для водохранилищ-охладителей, а именно:

$$G_и r = Q_к = D_к (i_к - i'_к) = G_{о.в} \Delta i_в = m D_к \Delta i_в;$$

отсюда $g_и = \frac{G_и}{G_{о.в}} = \frac{\Delta i_в}{r} \approx 0{,}02$, т. е. около 2% расхода циркуляционной воды. С учетом конвективного теплообмена потеря воды снижается до 1,2—1,5%.

Давление воды, создаваемое циркуляционными насосами в системе с градирнями, составляется из давления, преодолевающего высоту подъема, т. е. примерно 0,1—0,2 МПа,



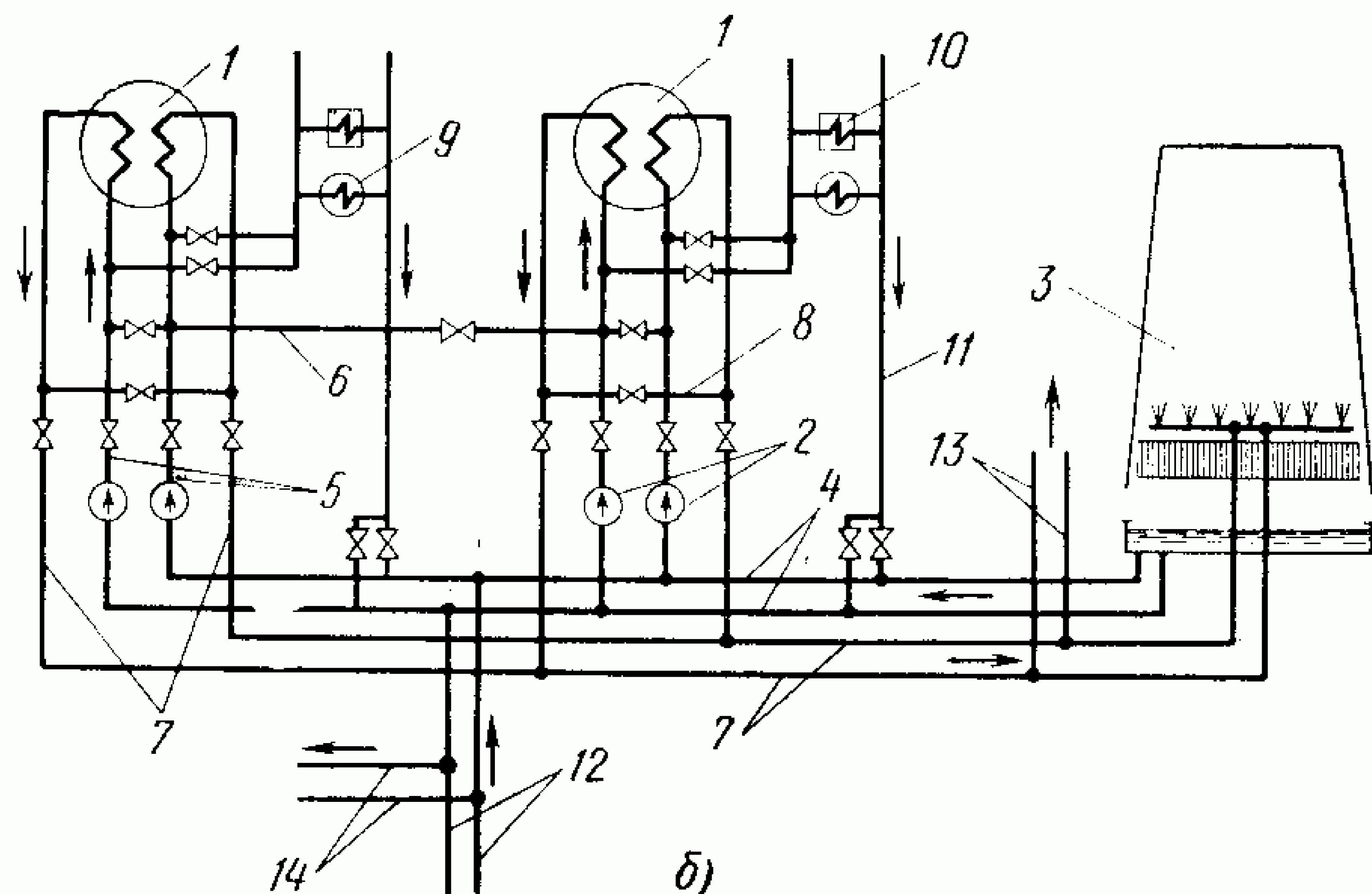


Рис. 18-13. Схема оборотного водоснабжения (*а*) и трубопроводов охлаждающей воды (*б*) электростанции с градирнями.

1 — конденсаторы турбин; *2* — циркуляционные насосы в машинном отделении; *3* — градирня; *4* — подводящие самотечные водоводы к циркуляционным насосам; *5* — напорные трубопроводы к конденсаторам турбин; *6* — перемычка между напорными трубопроводами; *7* — сливные напорные трубопроводы к градирне; *8* — перемычка между сливными трубопроводами турбины; *9* — маслоохладители турбины; *10* — газоохладители и воздухоохладители генератора; *11* — трубопровод сбросной воды от охладителей газа и масла в подводящие водоводы; *12* — трубопроводы подпитки циркуляционной системы; *13* — трубопроводы продувки циркуляционной системы и подачи воды в систему гидрозолоудаления; *14* — трубопроводы подачи воды на водоподготовку; *15* — насосы добавочной воды; ———→— направление движения воды; — —→— направление движения воздуха.

а также гидравлических сопротивлений конденсатора и системы трубопроводов с арматурой; суммарное давление составляет около 0,2—0,25 МПа и более, т. е. оно выше, чем в системах с водохранилищами-охладителями; соответственно возрастает расход энергии на перекачку охлаждающей воды.

На рис. 18-13 показана схема трубопроводов охлаждающей воды электростанции с градирнями.

Удельная площадь градирен составляет 0,01—0,02 м²/кВт (при работе турбин по конденсационному режиму), т. е. в 300—400 раз меньше площади водохранилищ-охладителей.

В результате испарения воды в градирнях солесодержание циркуляционной воды возрастает; для поддержания концентрации солей в допустимых пределах осуществляют продувку циркуляционной системы или применяют химическую обработку добавочной воды, подаваемой для восполнения потерь воды в системе от испарения, уноса воздухом, выходящим из башен градирен, и других потерь электростанции.

В последние годы в безводных и маловодных районах различных стран начали применять воздушно-конденсационные установки системы Геллера — Форго с поверхностными водоохладителями в сочетании с конденсаторами смешивающего типа. В этом случае контур водоснабжения объединяется в конденсаторе с контуром питательной воды парогенераторов. Для охлаждения конденсаторов используется постоянная масса смеси конденсата и чистой воды, проходящей в градирнях внутри поверхностных алюминиевых охладителей, омываемых снаружи воздухом (рис 18-14). Охладители воды (охлаждающие колонки) располагают по периметру в нижней части башни градирни в окнах для входа охлаждающего воду воздуха, движущегося под действием естественной тяги, создаваемой высокой башней 100 м и более.

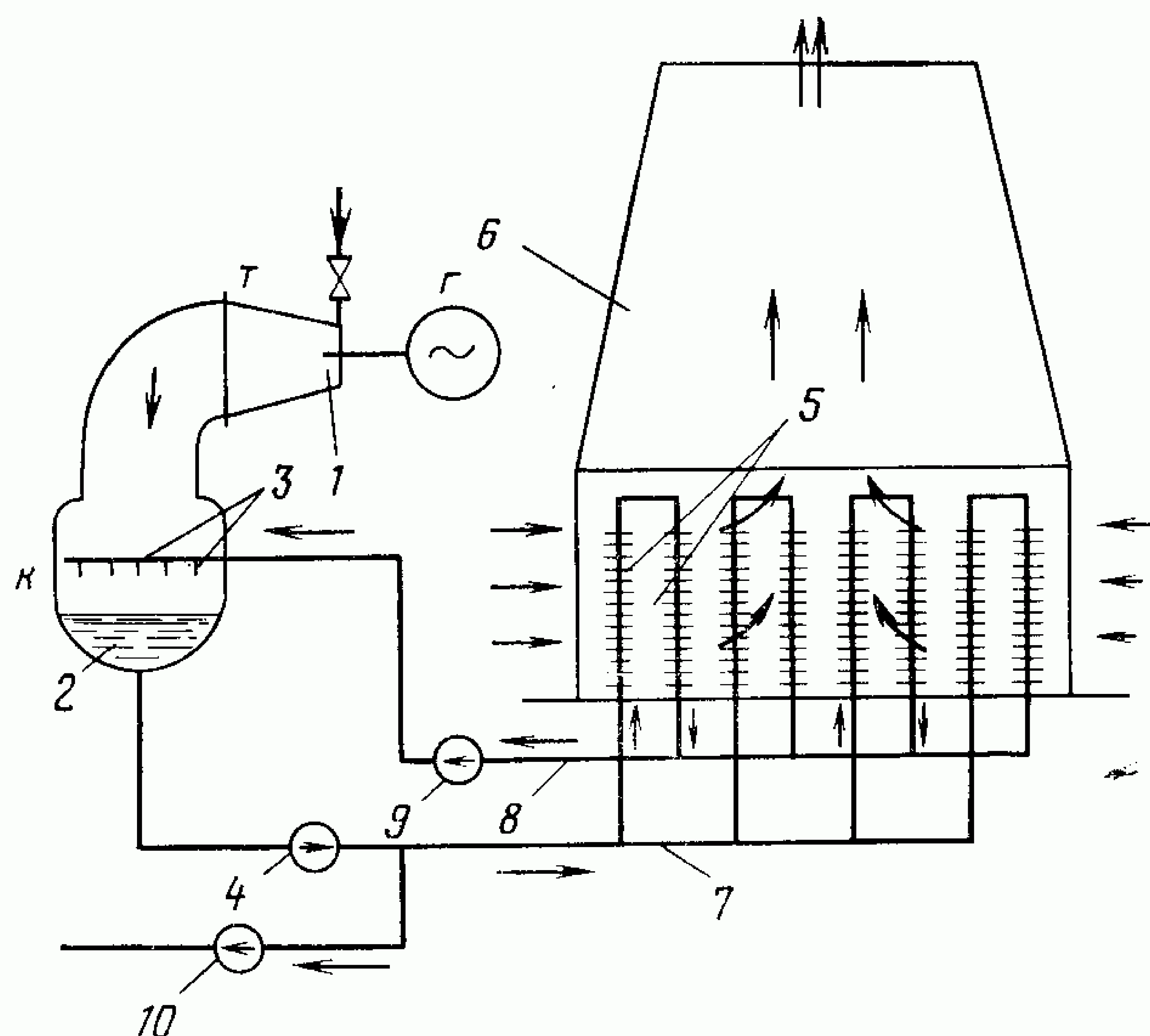


Рис. 18-14. Схема оборотного водоснабжения с воздушно-конденсационной установкой Геллера — Форго.

1 — паровая турбина; *2* — смешивающий конденсатор; *3* — форсунки конденсатора; *4* — циркуляционный насос; *5* — охлаждающие колонны; *6* — вытяжная башня; *7* — трубопровод нагретой воды; *8* — трубопровод охлажденной воды; *9* — гидротурбина; *10* — конденсатный насос.

В конденсаторе охлаждающая вода конденсирует пар из турбины, после чего поток воды разделяется на конденсат, идущий на питание парогенераторов, и охлаждающую воду, идущую к градирням.

Системы с градирнями Геллера дороже обычных систем, но могут найти в дальнейшем более широкое применение в связи со все возрастающими трудностями обеспечения конденсаторов турбин охлаждающей водой.

18-6. БРЫЗГАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Искусственный охладитель можно выполнять в виде брызгального устройства, которое состоит из сопл, разбрызгивающих нагретую в конденсаторах воду, сопла устанавливаются на трубопроводах, монтируемых на опорах над сборным бассейном, из которого охлажденная вода каналом отводится к конденсаторам турбин (рис. 18-15) Вода после конденсаторов турбин подводится трубопроводами к соплам под небольшим избыточным давлением примерно 0,05—0,08 МПа, преобразуемым в соплах в кинетическую энергию струй, вытекающих из них в виде фонтанов. Вода в струях фонтанов охлаждается движущимся над брызгальным устройством воздухом и, охлажденная, собирается в бассейне.

На распределительных трубах устанавливают по одному или до 3—5 сопл в виде пучка, на расстоянии 3—5 м. Расстояние между параллельно прокладываемыми распределительными трубами 8—12 м, длина труб около 50 м. Продольные оси труб и воздушных коридоров между ними должны совпадать с направлением господствующих ветров.

Крайние распределительные трубы и крайние сопла на них располагают на расстоянии 7—8 м от контура бассейна.

Напор воды в распределительных трубах брызгальных установок принимают не менее 5 м; на крайних распределительных трубах зимой во избежание обледенения окружающей территории напор воды снижают.

Эффект охлаждения существенно зависит от скорости воздушного потока; однако при большой его скорости происходит унос капель воды, особенно неприятный в зимнее время из-

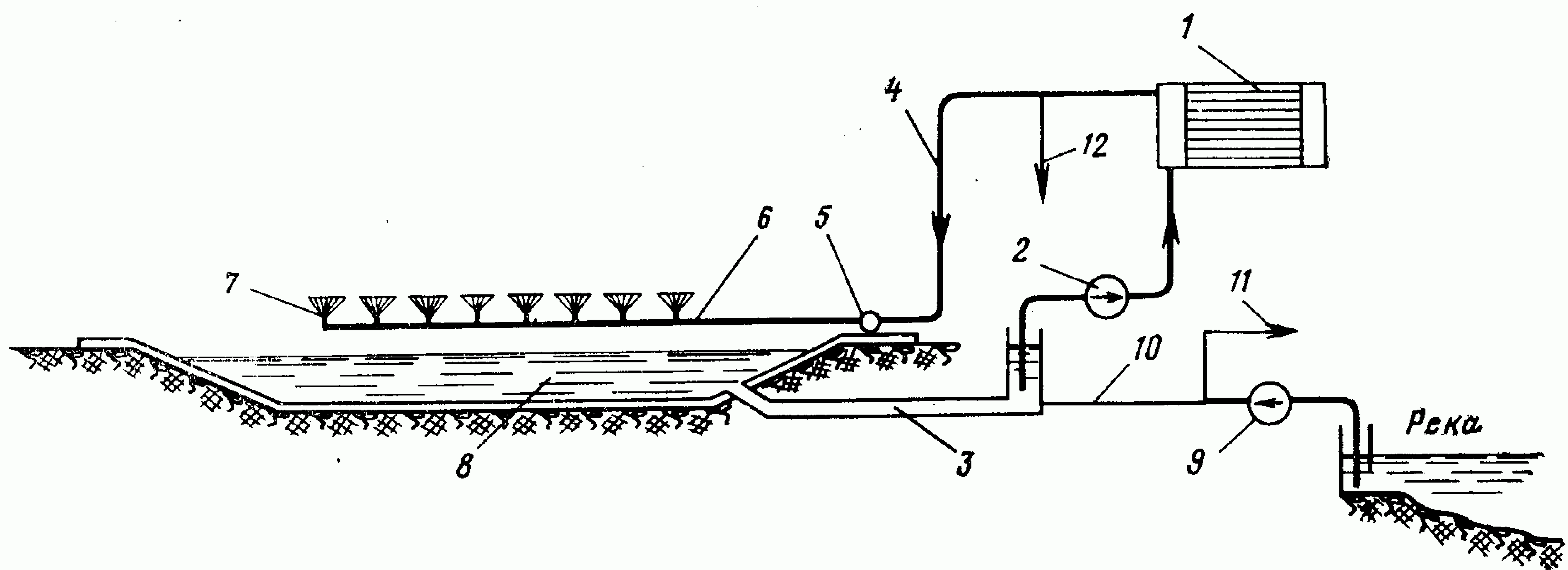


Рис. 18-15. Схема оборотного водоснабжения с брызгальной установкой.

1 — конденсатор турбины; *2* — циркуляционный насос; *3* — подводящий канал; *4* — напорный трубопровод нагретой воды; *5* — коллектор; *6* — распределительный трубопровод; *7* — разбрызгивающие сопла; *8* — водосборный бассейн; *9* — насос добавочной воды; *10* — трубопровод добавочной воды; *11* — трубопровод подачи воды на водоподготовку; *12* — трубопровод продувки циркуляционной системы.

за обледенения близлежащих сооружений и дорог.

В брызгальных установках применяют сопла различных конструкций — центробежные эвольвентные и, реже, щелевидные. Механические примеси в циркуляционной воде могут вызвать засорение сопл и снижение пропускной способности установки; в этих случаях сопла очищают, а иногда и заменяют. Во избежание засорения применяют эвольвентные сопла с диаметром выходного сечения 50 мм и более.

Таблица 18-5

Наименование потерь	Потери воды, % расхода на конденсаторы
Испарение в брызгальных бассейнах и градирнях при температуре воздуха 20°C*	1,4
Дополнительное испарение в водохранилищах-охладителях при температуре воды 20°C*	1,1
Унос воздухом и ветром из градирен:	
с водоуловителями	0,05
без водоуловителей	0,5
Унос воздухом из брызгальных бассейнов	1,5—2
Продувка циркуляционной системы	0,5—1

* Относительные потери приведены при Δt=10°C. При иных значениях $\Delta t'$ потери, приведенные в таблице, умножают на $\Delta t'/\Delta t$. Потери воды из-за испарения увеличиваются или снижаются на 0,2 % на каждые 10°C изменения температуры воздуха или воды.

Брызгальные устройства относительно дешевы и просты в изготовлении, однако из-за требующейся большой площади и затруднений при их эксплуатации применяются редко. Иногда брызгальные установки применяют в дополнение к водохранилищу-охладителю, а также для охлаждения нагретой в конденсаторах воды перед сбросом ее в водоем, что требуется в целях охраны природы.

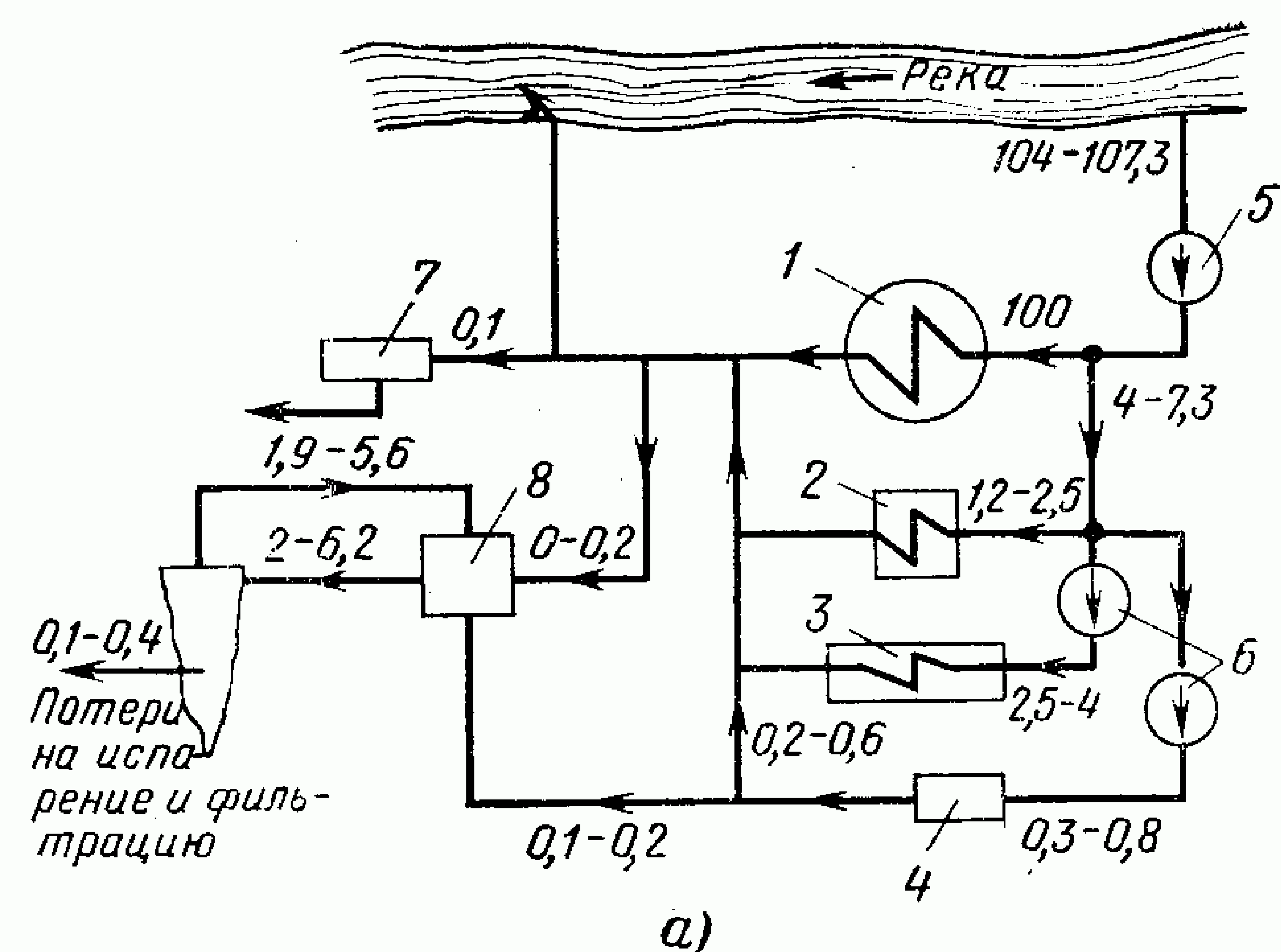
Удельная площадь, требуемая брызгальными устройствами, составляет 0,06—0,12 м²/кВт, т. е. примерно в 6 раз больше площади градирен.

18-7. ВОДНЫЙ БАЛАНС ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Баланс воды на электростанциях с прямоточным и оборотным водоснабжением при конденсационном режиме показан на рис. 18-16,*а* и *б*. Схемы баланса воды при указанных системах водоснабжения отличаются одна от другой. В прямоточной системе на химводоочистку подается вода после конденсаторов турбин. Вода после охладителей масла, газа, воздуха и чистая вода после подшипников сбрасываются в отводящий тракт. В оборотной системе с градирнями эту воду возвращают в подводящий тракт перед циркуляционными насосами. На химводоочистку может подаваться свежая вода из источника водоснабжения или циркуляционная вода после конденсаторов. Потери в оборотном цикле гидрозолоудаления при всех системах водоснабжения восполняют замасленной водой после подшипников и сбросной водой после конденсаторов.

Общий расход свежей воды из реки при летнем расчетном режиме составляет в прямоточной системе 104—107%, а в оборотной системе с градирнями — около 3% расхода воды через конденсаторы турбин.

В табл. 18-5 приведены данные о потерях воды из-за испарения, уноса и продувки в оборотных системах водоснабжения различного типа.



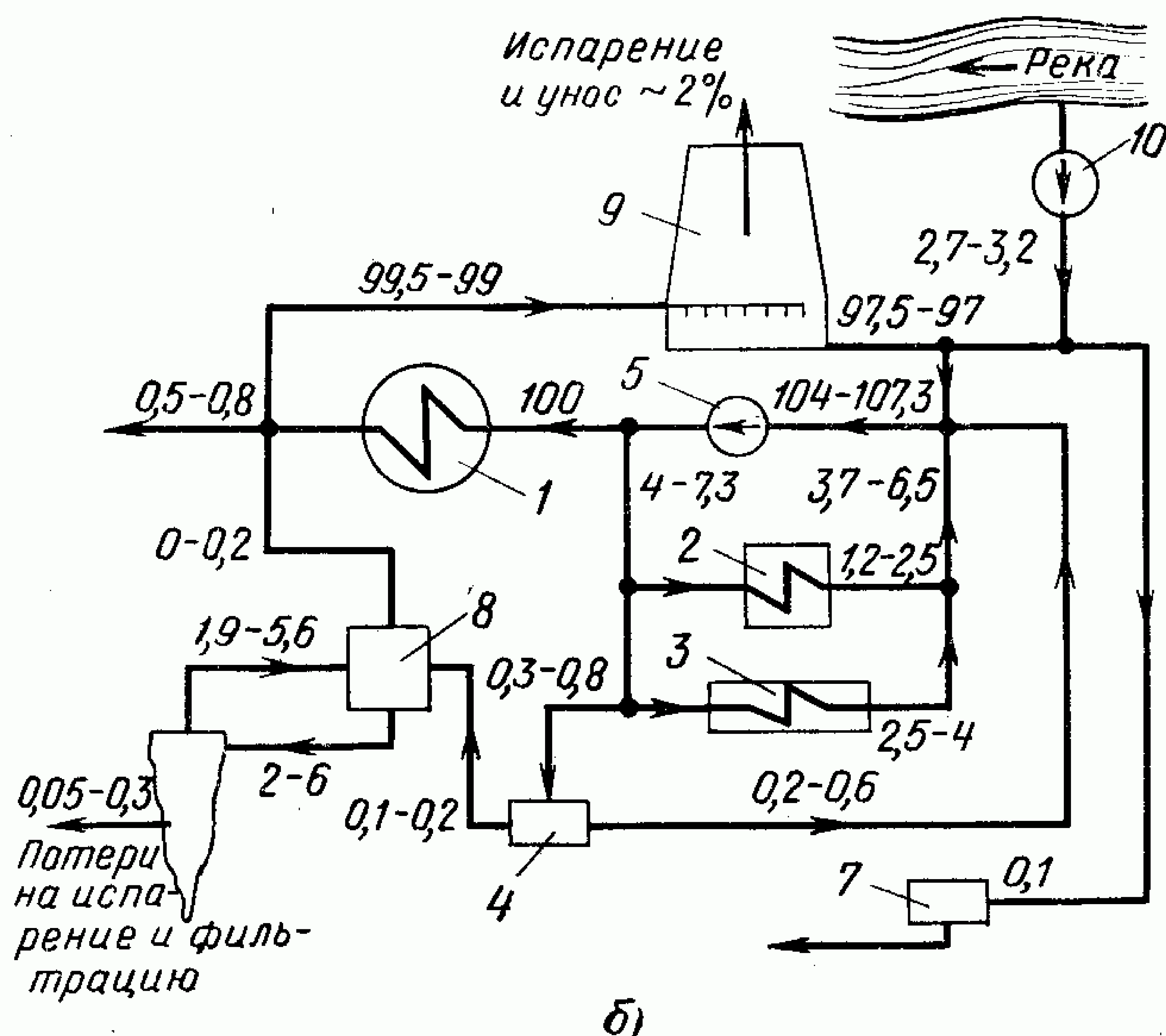


Рис. 18-16. Схемы водного баланса конденсационной электростанции с прямоточной (*а*) и оборотной с градирнями (*б*) системами водоснабжения (все расходы и потери воды приведены в процентах расхода воды через конденсатор).

1 — конденсатор турбины; *2* — маслоохладители; *3* — охладители газа и воздуха; *4* — подшипники; *5* — циркуляционный насос; *6* — повысительные насосы; *7* — водоподготовка; *8* — гидрозолоудаление; *9* — градирня; *10* — насос добавочной воды.

18-8. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Приведенные в табл. 18-2 расходы воды через конденсаторы определены, исходя из обеспечения давления в конденсаторах для турбин типа К 3—4 кПа при среднегодовой температуре охлаждающей воды $t_в=10\div12$°C и для турбин типа Т и ПТ — давления 6—7 кПа при $t_в=20$°C. При этом учитываются местные условия водоснабжения, особенно при оборотных системах с водохранилищами-охладителями, наиболее часто применяемых для конденсационных электростанций большой мощности.

Капитальные затраты на гидротехнические сооружения водохранилищ-охладителей в зависимости от рельефа местности, грунтовых условий и строительных материалов, применяемых в сооружениях, могут различаться между собой для отдельных электростанций в несколько раз. В широких пределах может изменяться и удельный прирост капитальных затрат $K_а$, отнесенный к единице площади активной зоны.

От этой величины зависят и расчетные затраты на систему водоснабжения. С их увеличением при одинаковой поверхности конденсаторов целесообразно уменьшать удельную площадь водохранилища-охладителя, но при этом возрастут температура охлаждающей воды и давление в конденсаторе, а также и кратность охлаждения m. Оптимальными значениями удельной площади водохранилища-охладителя и кратности охлаждения будут те, при которых достигается минимум расчетных затрат.

Для крупных энергетических блоков при увеличении $K_а$ от 0,5 до 2,5 руб/м² оптимальная удельная площадь активной зоны $f_а$ уменьшается от 3,2—4 до 2,1—2,4 м²/кВт, а оптимальная кратность возрастает с 38—40 до 45—50.

Указанные значения $f_а$ и m определены на основе упрощенных предположений, и для каждой электростанции должны быть найдены по уточненным исходным данным свои значения кратности охлаждения и площади водохранилищ-охладителей.

Таким же способом определяют оптимальные кратности охлаждения и площади охладителей при оборотной системе водоснабжения с градирнями, исходя из удельного прироста

Таблица 18-6

Показатель	Система водоснабжения		
	Прямоточная	Оборотная	
		Водохранилища-охладители	Градирни
Кратность охлаждения, кг/кг	40—60	40—55	45—60
Среднегодовая температура охлажденной воды, °С	8—14	10—16	20—25
Среднегодовое давление в конденсаторе, кПа	3,5—4,5	4—5,5	6—7,5
Удельная площадь, м²/кВт	—	3—8	0,01—0,02
Удельные капиталовложения, руб/кВт	6—11	5—14	13—18
Относительный расход электроэнергии в процентах выработки	0,6—0,9	0,5—0,7	1—1,2

капитальных затрат, отнесенного к единице площади оросительного устройства. В отличие от водохранилищ-охладителей $K_а$ изменяется незначительно.

В табл. 18-6 приведены технические и экономические показатели различных систем водоснабжения.

18-9. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СБРОСНОГО ТЕПЛА

Тепло, отводимое циркуляционной водой при конденсации пара турбин, не использовалось из-за его низкого потенциала и терялось, чем снижался общий к. п. д. тепловых электростанций. В настоящее время найдены способы использования низкопотенциального тепла в сельском хозяйстве для обогрева теплиц, а также для разведения рыб.

Развитие тепличного овощеводства требует больших площадей теплиц и значительного количества тепла, которое может быть получено при использовании низкопотенциального тепла циркуляционной воды.

Для выращивания овощей температура воздуха в теплице должна лежать в пределах 17—25°С. Эта температура может поддерживаться в теплицах со стеклянной кровлей, орошаемой циркуляционной водой после конденсаторов турбин. Теплицы такой конструкции служат одновременно и охладителем воды в системе оборотного водоснабжения. Нагретая в конденсаторах вода трубопроводом подводится на середину кровли теплицы, распределяется по кровле слоем 30—40 мм и, отдавая тепло окружающему наружному воздуху и внутрь теплиц, охлаждается на 2—4°С. При температуре наружного воздуха выше —5—0°С вода разбрызгивается специальными соплами, расположенными на площади, обеспечивающей такое же охлаждение воды, как в градирнях, т. е. на 8—10°С. Для поддержания требуемого температурного режима на теплицу площадью 1 га должна подаваться вода в количестве 2000—2500 м³/ч с температурой 30—42°С.

Использование теплой сбросной воды электростанций для промышленного рыбоводства позволяет в 2—3 раза сократить продолжительность выращивания рыбы и организовать производство товарной рыбы в районах, где по климатическим условиям обычное прудовое рыбное хозяйство нерентабельно.

Выращивание товарной рыбы, в основном карпа и частично форели, с использованием сбросной циркуляционной воды ведется на ряде электростанций, на которых построены опытно-производственные рыбоводные хозяйства садкового типа, и в ближайшее время будет вестись в бассейнах, плавучих сетчатых садках и непосредственно в водохранилищах-охладителях. На базе теплых сбросных вод можно выращивать карпа, форель, бестер (гибрид белуги и стерляди), угря и только в водохранилищах-охладителях — растительноядные рыбы. Разведение растительноядных рыб позволяет облегчить борьбу с зарастанием водохранилищ.

Потребность в теплой (отработавшей) воде равна 30 л/с на 1 т рыбы и расход воды на живорыбные заводы производительностью 1000 т/год составляет 30 м³/с. Размещение заводов с воспроизводством 2—3 тыс. т/год рыбы возможно на базе крупных электростанций мощностью не менее 2—2,5 МВт.

Температура воды подаваемой на садковое или бассейновое рыбохозяйство лежит в пределах 12—28°С в зависимости от вида разводимой рыбы.

18-10. ОХРАНА ВОДНОГО БАССЕЙНА

Правилами охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в воде водоемов и водотоков, взвешенных веществ, минерального состава, показатели запаха, вкуса, цвета, реакции pH, содержания кислорода и др., а также допустимый подогрев воды в источнике. Эти требования к составу и свойствам воды не допускают сброса загрязненных сточных вод электростанций в водоемы и водотоки без очистки.

Сточными загрязненными водами электростанций являются сбросы избыточных вод золошлакоотвалов при гидравлическом удалении золы и шлаков, загрязненные мазутом и маслом воды, обмывочные воды мазутных парогенераторов и регенеративных воздухоподогревателей, сбросы химводоочисток и конденсатоочисток турбин, сбросы после кислотной и водной промывки парогенераторов, трубопроводов и другого оборудования.

Сложность и высокая стоимость очистки этих вод, а в ряде случаев и невозможность доведения сбросной воды до требуемой кондиции вынуждают прежде всего стремиться к всемерному сокращению количества загрязненных вод, повторному использованию сточных вод в системах технического водоснабжения и гидрозолоудаления, а если позволяют природные условия — к полному использованию сточных вод без сброса в водные источники.

Сбросные воды золошлакоотвалов

Состав очистных сооружений, способ очистки сточных вод и количество воды, подлежащей очистке, находятся в тесной зависимости от вида топлива, сжигаемого на электростанциях, и определяется водным балансом системы гидрозолоудаления.

Аккумулирующая емкость золоотвала позволяет рассматривать баланс системы гидрозолоудаления в годовом разрезе.

Годовой водный баланс системы гидрозолоудаления, м³/год,

$$V_о = V_е + V_п - (V_г + V_и + V_{д.и} + V_ф + V_з + V_{пр}),$$

где $V_о$ — количество воды, возвращаемое из золошлакоотвала; $V_е$ — естественный приток воды в золоотвал; $V_п$ — количество воды, поступающей в золоотвал с золошлаковым материалом (водная составляющая пульпы); $V_г$ — потери воды на грануляцию расплавленного шлака, в мокрых золоуловителях и прочие потери в здании электростанции; $V_и$ — потери воды при естественном испарении с площади отстойного пруда золошлакоотвала; $V_{д.и}$ — потери воды при дополнительном испарении вследствие превышения температуры пульпы над естественной температурой воды; $V_ф$ — фильтрационные потери воды через ложе золошлакоотвала и ограждающие дамбы; $V_з$ — количество воды, остающееся в порах отложений золошлаковых материалов; $V_{пр}$ — количество воды, необходимое для подъема уровня воды в отстойном пруде в связи с повышением поверхности отложений золошлакового материала.

Все значения V приведены в м³/год.

Если $V_о < V_п$ — водный баланс системы гидрозолоудаления отрицательный и в золошлакоотвал могут быть направлены полностью или частично без очистки стоки, загрязненные мазутом и маслом, сбросы после промывки оборудования и сточные воды водоподготовки общим объемом $V_п - V_о$.

При этом сокращаются состав и объем очистных сооружений на электростанции.

Положительный водный баланс в системах гидрозолошлакоудаления, когда $V_о > V_п$, может иметь место в районах «избыточного увлажнения», т. е. когда годовой объем атмосферных осадков превышает годовое испарение и фильтрационные потери. В этом случае обычно предусматривается полный комплекс очистных сооружений.

Избыток воды $V_о - V_п$ в отдельных случаях, по согласованию с органами охраны водных источников, мо-

жет быть отведен в реку в период паводка, если концентрация солей после разбавления лежит в пределах допустимой и если в сбросной воде не содержатся токсические вещества. В случае невозможности сброса в водоемы иногда применяют разбрызгивание золовой пульпы либо осветленной воды для увеличения испарения воды или избыток воды направляют на выпарные устройства. Полученный конденсат используют для питания парогенераторов или подпитки тепловых сетей, а сухой остаток направляют в шламоотвалы.

Воды, загрязненные мазутом и маслом

Значительная доля загрязнений сточных вод вносится нефтепродуктами от мазутных и масляных хозяйств, вследствие чего на электростанциях предусматривают мероприятия по его уменьшению. Создаются системы для сброса чистого и загрязненного мазутом конденсата со сбросом последнего непосредственно на очистные сооружения; отвод ливневых вод с загрязненных территорий мазутных и масляных хозяйств отделяется от сбросов с чистых территорий. Предусматриваются непроницаемые поддоны под емкостями мазута, предотвращающие фильтрацию мазута в грунт. Дренажи полов мазутонасосных и каналов мазутопроводов направляются в мазутные емкости. Обводненный мазут может также подаваться в топки парогенераторов для сжигания без отделения содержащейся в нем воды.

В систему сброса вод, загрязненных маслом, направляются сливы из картеров насосов и прочих вращающихся механизмов, дренажи маслоочистительных установок, дренажи полов главных корпусов, аппаратных, насосных, компрессорных и других вспомогательных помещений. Изолируются системы аварийных маслостоков от трансформаторов и масляных выключателей.

Чистые сточные воды подаются отдельными трубопроводами в систему технического водоснабжения, а воды, загрязненные мазутом и маслом, направляются в аккумулирующие емкости, входящие в состав очистных сооружений, либо полностью или частично подаются в систему гидрозолоудаления.

Постоянные расходы вод, загрязненных мазутом, принимаются по данным табл. 18-7.

Таблица 18-7

Общая производительность парогенераторов, т/ч	Усредненный расход сточных вод, загрязненных мазутом, м³/ч	
	Газомазутные ТЭС	Пылеугольные ТЭС
До 4200	5	3
4200—8400	10	7
8400—12 000	15	10

Постоянный сброс загрязненных маслом вод от вращающихся механизмов главного корпуса принимается в количестве около 5 м³/ч на один турбоагрегат, а от механизмов вспомогательных устройств (насосных, компрессорных, мастерских и др.) примерно 5 м³/ч на каждое устройство; загрязненный конденсат мазутохозяйств при содержании в нем нефтепродуктов свыше 10 мг/л сбрасывается на очистные сооружения или в систему гидрозолоудаления. За расчетный часовой расход принимается количество конденсата от группы мазутных подогревателей наибольшей производительности.

При содержании в конденсате нефтепродуктов менее 10 мг/л конденсат направляется на специальную конденсатоочистку и после очистки используется на электростанции.

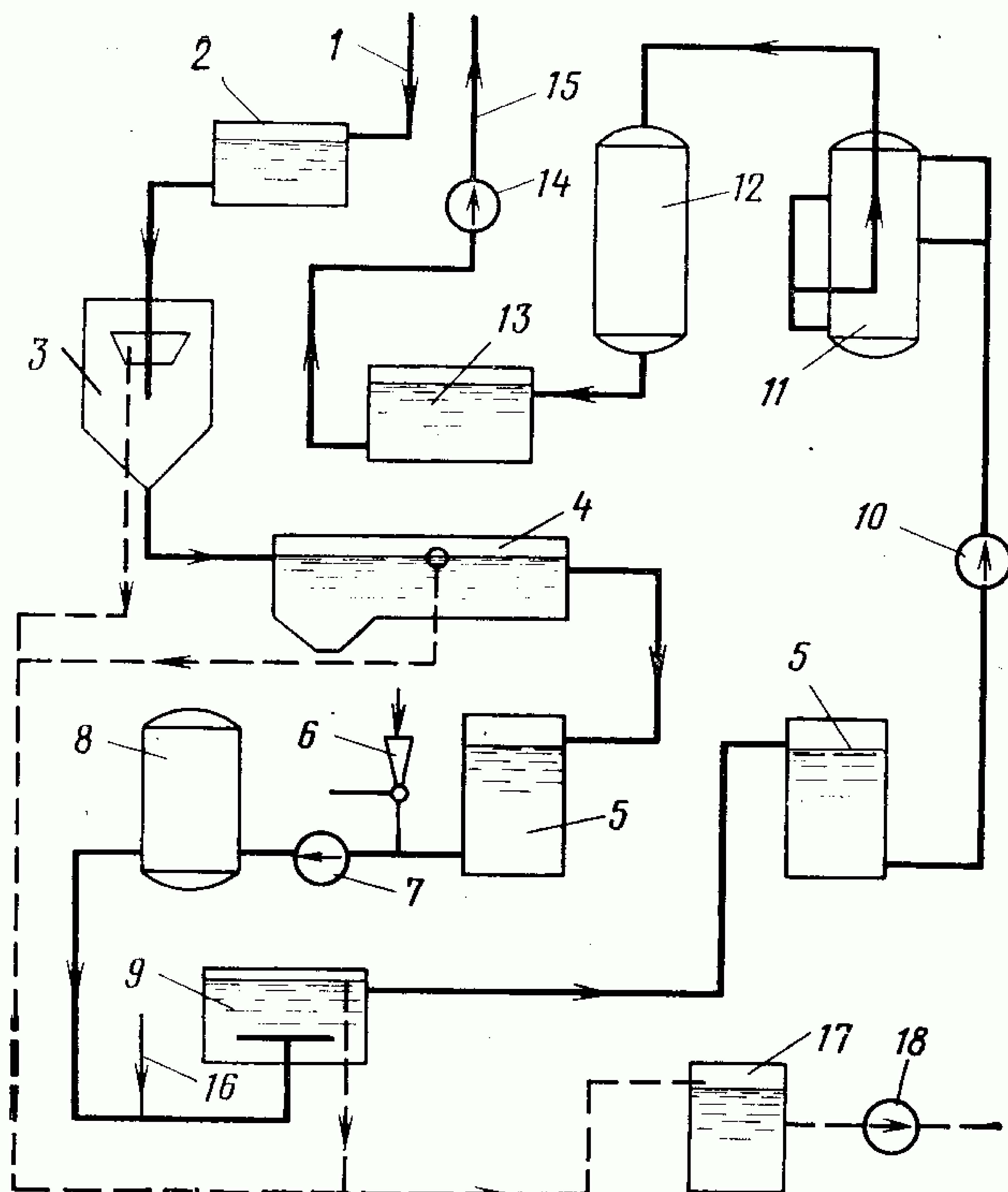


Рис. 18-17. Схема очистки вод, загрязненных мазутом и маслом.

1 — трубопроводы воды, загрязненной мазутом и маслом; 2 — регулирующая камера; 3 — приемные резервуары; 4 — нефтеловушка; 5 — промежуточные резервуары; 6 — эжектор для насыщения воды воздухом; 7 — насосы подачи воды на флотаторы; 8 — напорный бак; 9 — флотаторы; 10 — насосы подачи воды на фильтры; 11 — механические фильтры; 12 — угольные фильтры; 13 — резервуар очищенной воды; 14 — насосы подачи очищенной воды; 15 — трубопроводы подачи очищенной воды; 16 — ввод коагулянта; 17 — резервуар мазута; 18 — насосы подачи мазута на электростанцию для сжигания.

Усредненное количество нефтепродуктов в сточных водах ТЭС равно примерно 100 мг/л.

Очистка вод, загрязненных мазутом и маслом, ведется по разработанной Теплоэлектропроектом наиболее распространенной на электростанциях схеме установки с напорной флотацией (рис. 18-17). По этой схеме сточные воды от различных источников по напорным трубопроводам поступают через регулирующую камеру в приемные резервуары. Из приемных резервуаров поток сточных вод направляется в нефтеловушку, из которой вода, освобожденная от плавающих нефтепродуктов и грубых механических примесей, самотеком поступает в промежуточный резервуар, откуда центробежным насосом под давлением 0,4—0,5 МПа подается в напорный бак. Одновременно во всасывающий трубопровод насоса вводится атмосферный воздух. Из напорного бака насыщенная воздухом вода попадает во флотатор, где при понижении давления до атмосферного из воды выделяются тонкодисперсные пузырьки воздуха и происходит непосредственно процесс флотации. Выделяющиеся из воды мельчайшие пузырьки воздуха увлекают на поверхность водной среды взвешенные частицы эмульгированной нефти и образуют легко удаляемый пенообразный слой, который сгребается специальным механизмом в пеносбросной лоток.

Для повышения эффекта очистки сточных вод от нефтепродуктов применяется коагулянт (сернокислый алюминий), вводимый насосами-дозаторами в напорный трубопровод, подающий сточные воды во флотатор. До-

зировка коагулянта ведется автоматически, пропорционально расходу обрабатываемой воды.

Очищенная во флотаторе вода поступает во второй промежуточный резервуар и далее насосом подается на двухступенчатую адсорбционную очистку в механические двухслойные и угольные фильтры. После угольных фильтров вода поступает в резервуар очищенной воды, откуда забирается насосом и подается на электростанцию для повторного использования или на сброс.

Всплывшие мазут и масло из приемных резервуаров, нефтеловушки и флотаторов собираются и направляются самотеком в резервуар для сбора мазута. После подогрева в резервуаре нефтепродукты перекачиваются насосом на сжигание.

Осадок из нефтеловушки гидроэлеватором, а из флотаторов — самотеком направляется в резервуар сбора осадка, откуда насосом перекачивается на шламоотвал.

При очистке сточных вод на очистных сооружениях по приведенной схеме среднее содержание нефтепродуктов в них снижается примерно со 100 до 1,0—0,5 мг/л.

Обмывочные воды парогенераторов и регенеративных воздухоподогревателей

Расход воды на обмывку поверхностей нагрева парогенераторов 320 т/ч и выше, работающих на мазуте, принимается 600 м^3 на одну обмывку продолжительностью 2 ч. Обмывка проводится один раз в год, перед капитальным ремонтом парогенератора. На обмывку регенеративных воздухоподогревателей (РВП) с диаметром ротора 4,1—9,8 м расходуется 60—370 м^3 воды. Продолжительность обмывки — 1 ч; периодичность обмывки — 15 суток. Расход воды на одну обмывку водогрейных котлов производительностью 12—45 ГДж/ч составляет 30—50 м^3. Обмывка производится один раз в месяц в течение 0,5 ч.

Обмывочные воды парогенераторов и РВП, содержащие токсичные вещества (ванадий, никель, медь, серную кислоту и др.), направляются в баки-нейтрализаторы, где подвергаются обработке известковым молоком. Для нейтрализации этих вод используются также сбросные щелочные воды химводоочисток. При использовании металлургическими заводами осадка для извлечения ванадия обмывочные воды следует обрабатывать едким натром, аммиаком или содой.

Жидкий шлам после отстаивания в баках-нейтрализаторах направляется на фильтр-прессы или на вакуум-фильтры, после которых отфильтрованный шлам накапливается в шламоотвалах, представляющих собой территорию, обвалованную земляными дамбами, или поступает на металлургические предприятия для переработки.

Осветленная вода из баков-нейтрализаторов и после фильтр-прессов или вакуум-фильтров используется для повторных обмывок РВП. При необходимости сброса этой воды в водоемы она должна быть пропущена через катионитные фильтры, загруженные сульфоуглем.

Сбросные воды химводоочисток и конденсатоочисток

Схема сброса, нейтрализации и использования сбросных вод химводоочисток и конденсатоочисток устанавливается в зависимости от типа водоподготовки. В одних случаях сбросная продувочная вода может быть повторно использована в системе водоподготовки, в других — для нейтрализации кислых вод, а иногда в системе технического водоснабжения ТЭС. Осажденный шлам отводится в шламоотвалы.

В тех случаях, когда электростанции не ограничены водой или наблюдается избыток сбросных вод во всей системе сбросов, сооружаются испарительные шламоотвалы, а при согласовании с органами санитарной охраны — фильтруемые шламоотвалы. Испарительные шламоотвалы можно применять, если годовая сумма стоков и атмосферных осадков на площади шламоотвалов не превышает испарения с водной поверхности; фильтруемые шламоотвалы применяются, если этот приток не превышает суммы потерь от фильтрации и испарения.

При отрицательном водном балансе золоотвалов продувочные воды можно направлять в систему гидрозолоудаления.

Сбросные воды химической промывки оборудования

После кислотной промывки оборудования, так же как и после предварительного и повторного (для нейтрализации) щелочения, осуществляемых по замкнутому контуру, кислотные и щелочные растворы вытесняются технической водой, сбрасываемой в баки-нейтрализаторы. В свою очередь, техническая вода вытесняется обессоленной, используемой в системе технического водоснабжения. После пассивации очищенных поверхностей пассивирующий раствор сбрасывается в накопитель.

Кислотные и щелочные промывочные растворы, собранные в баках-нейтрализаторах, используются для взаимной нейтрализации. В зависимости от наличия избыточной кислоты или щелочи в воде после взаимной нейтрализации предусматривается ее донейтрализация в баках с щелочными или кислыми растворами.

Температурный режим водоемов

Сброс в водоемы циркуляционной воды, нагретой в конденсаторах турбин на 9—12°С, неблагоприятно сказывается на биологической жизни водоемов. Уменьшается содержание растворенного кислорода в воде, усиливается развитие водной растительности, в том числе токсических сине-зеленых водорослей, особенно в южных районах, и в ряде случаев оказывается вредное воздействие на ценные виды холодолюбивых рыб.

Температура воды, сбрасываемой в водоемы при прямоточной системе водоснабжения, а в отдельных случаях и при системах с водохранилищами-охладителями, когда вода охлаждается в озерах или водохранилищах, используемых для питьевых, культурно-бытовых и рыбохозяйственных целей, в месте сброса или в расчетном створе не должна превышать естественную более чем на 3°С летом и 5°С зимой.

Эти требования вызывают необходимость снижения температуры сбрасываемой воды. Для этой цели применяют частичное охлаждение воды перед сбросом в водоемы, в основном на брызгальных установках, способствующих также и аэрированию воды, подачу в концевой участок сбросного тракта более холодной воды из реки или водохранилища для разбавления ею теплой воды, а также устройства, способствующие интенсивному перемешиванию в расчетном створе сбросной воды с водой водоема. В настоящее время ведутся опытные работы по аккумуляции холода в так называемых ледотермических блоках для снижения температуры сбросной воды в теплое время.

ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО

ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

19-1. ДОСТАВКА ТОПЛИВА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Твердое топливо на тепловые электростанции доставляют: железнодорожным, водным, автомобильным или конвейерным транспортом. Реже используют гидротранспорт по трубам и подвесные канатные дороги.

В СССР, как и за рубежом, для доставки топлива на тепловые электростанции применяется преимущественно железнодорожный транспорт.

Парк железнодорожных полувагонов МПС СССР нормальной колеи 1524 мм состоит в основном из четырехосных универсальных полувагонов грузоподъемностью 63 т и шестиосных универсальных полувагонов грузоподъемностью 93 т. В настоящее время освоен выпуск цельнометаллических универсальных восьмиосных полувагонов грузоподъемностью 125 т (рис. 19-1,*а*), которые в будущем должны постепенно вытеснить старые. Железнодорожные полувагоны оснащены нижними разгрузочными люками, торцевыми распашными дверьми и не приспособлены для перевозки влажного топлива в районах с низкой зимней температурой. Поэтому в зимнее время влажное топливо промерзает в полувагонах на глубину от 200 до 600 мм и в отдельных случаях смерзается в монолит, а люки, предназначенные для разгрузки топлива самотеком, примерзают к обшивке полувагона. Люки универсальных полувагонов открываются под углом 23 и 31°. Так как угол естественного откоса топлива равен 35—50°, для разгрузки полувагонов такого типа применяют специальные машины и механизмы.

Кроме вышеуказанных типов полувагонов для перевозки массовых сыпучих грузов в эксплуатации на промышленных предприятиях находится опытная партия шестиосных саморазгружающихся полувагонов грузоподъемностью 90 т (рис. 19-1,*б*). Этот саморазгружающийся полувагон имеет двухскатное днище с углом наклона к горизонту 50° и восемь боковых разгрузочных люков, открывающихся централизованно пневматическим приводом. Разгрузка осуществляется через люки и перевозить в этих полувагонах можно зимой только сухое, не подверженное смерзаемости мелкокусковое топливо.

Полувагоны этого типа, как правило, на железнодорожных путях МПС не обращаются, а используются для перевозки угля по промышленным железнодорожным путям.

Полувагоны указанных типов имеют длину по сцепкам 14—20 м высоту (от головки рельса) до 3,3—4,0 м, ширину кузова 3,1—3,2 м, масса тары полувагонов 22—44 т.

За рубежом доставка топлива по железной дороге осуществляется в полувагонах-хопперах, разгрузка из которых осуществляется через донные или боковые люки и в полувагонах-гондолах с гладкими внутренними поверхностями кузова и глухим плоским дном. Гондолы в последнее время выпускаются с вращающейся автосцепкой.

Для снижения налипания топлива и уменьшения коррозии частей, соприкасающихся с углем, в США полувагоны изготовляют из алюминиевого сплава или с облицовкой внутренней поверхности кузова нержавеющей сталью.

На электростанции Советского Союза твердое топливо (уголь, промпродукт, сланец, торф) поставляется железнодорожными составами грузоподъемностью до 4—5 тыс. т. Электростанции, расположенные вблизи месторождений топлива, получают его в составах-вертушках, двигающихся по замкнутому маршруту от шахты до электростанции без расформирования.

В США в последнее время такой метод получает все большее распространение даже при транспортировании на большие расстояния. При этом составы формируются из полувагонов грузоподъемностью 100—125 т; грузоподъемность состава достигает 12—17 тыс. т.

Длительность обработки вагонов («норма простоя») на электростанциях СССР, включая

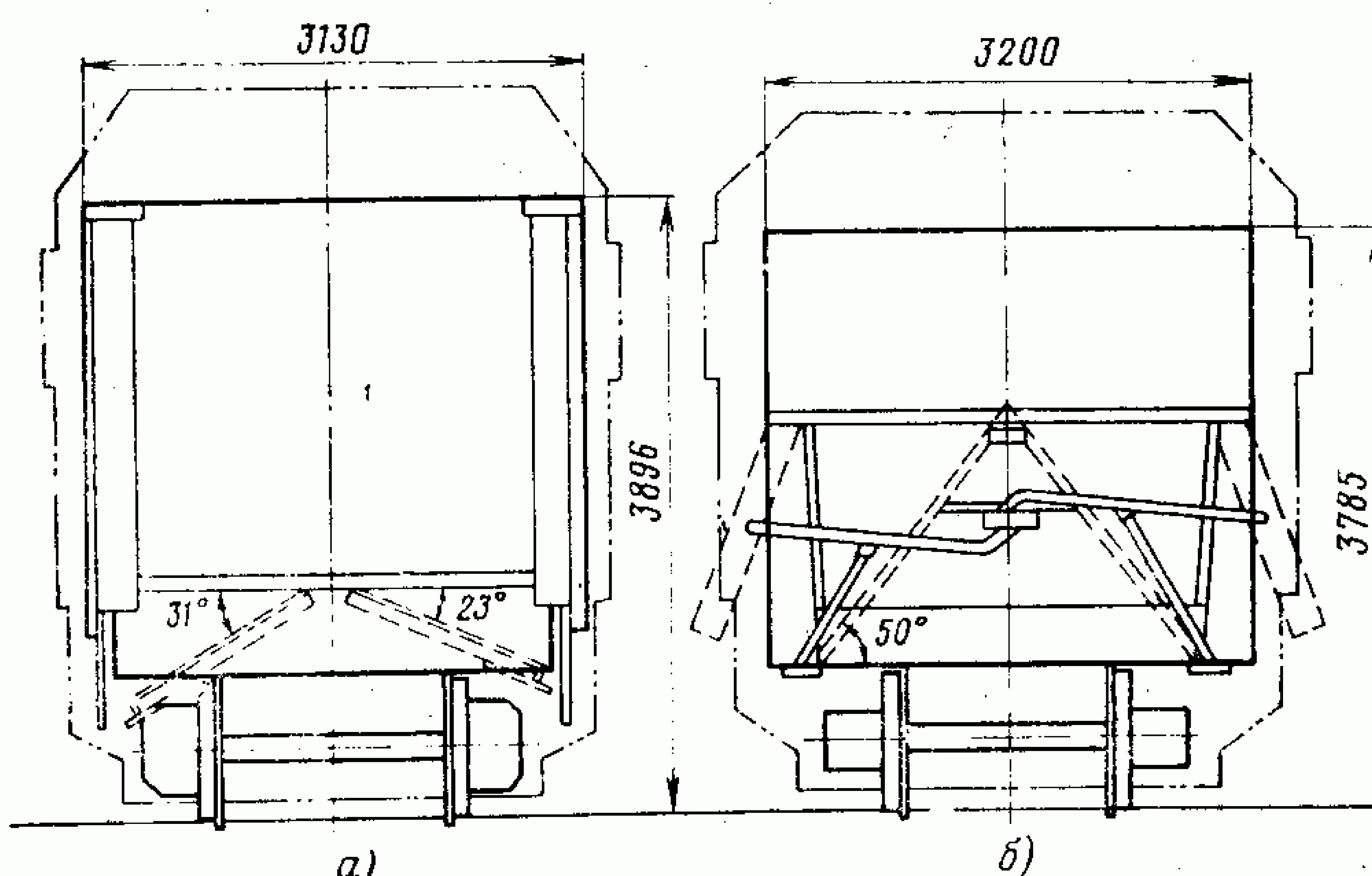


Рис. 19-1. Железнодорожные полувагоны.

а — универсальный полувагон грузоподъемностью 125 т; *б* — саморазгружающийся опытный полувагон грузоподъемностью 90 т.

разгрузку, зачистку, маневровые операции и т. п., оговаривается при составлении договора с управлениями железных дорог МПС СССР. За превышения установленной нормы простоя подвижного состава МПС взимается штраф. Для южных и центральных районов европейской части СССР обработка железнодорожных маршрутов из 60—65 полувагонов продолжается 2,5—3,5 ч в летний период и увеличивается в зимний период до 4,2 ч, а для районов Урала и Сибири — до 7—8 ч.

Торф на электростанции доставляют в полувагонах нормальной колеи, если снабжение осуществляется с выходом на пути МПС или в узкоколейных железнодорожных полувагонах (ширина колеи 750 мм), если электростанция расположена в непосредственной близости от торфопредприятия. Основным типом полувагона узкой колеи является четырехосный полувагон грузоподъемностью 8 т с шестью боковыми разгрузочными люками. Днище кузова у таких полувагонов выполняется двухскатным для обеспечения лучшей выгрузки торфа. В настоящее время выпускают торфовозные полувагоны широкой колеи с емкостью кузова 130 м³ и дистанционным пневматическим открытием и закрытием боковых люков. Конструкция днища такая же, как у узкоколейных полувагонов.

19-2. СХЕМА ТОПЛИВНОГО ХОЗЯЙСТВА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Топливно-транспортное хозяйство современных тепловых электростанций представляет собой комплекс сооружений, машин и механизмов, предназначенных для:

1) приема поступающих и отправки разгруженных железнодорожных маршрутов;

2) размораживания топлива в полувагонах перед разгрузкой, если поступает смерзшееся топливо;

3) разгрузки поступивших железнодорожных маршрутов;

4) внутристанционного транспорта топлива к бункерам парогенераторов или на склад;

5) хранения и выдачи топлива со склада;

6) дробления топлива до установленного нормами размера кусков;

7) распределения топлива по бункерам парогенераторов.

Кроме того, в тракте топливоподачи устанавливают механизмы для улавливания и удаления металлических и древесных предметов из потока топлива с целью предохранения технологического оборудования от поломок, пробоотборные и проборазделочные установки, а также контрольно-измерительные приборы, измеряющие количество поступающего топлива.

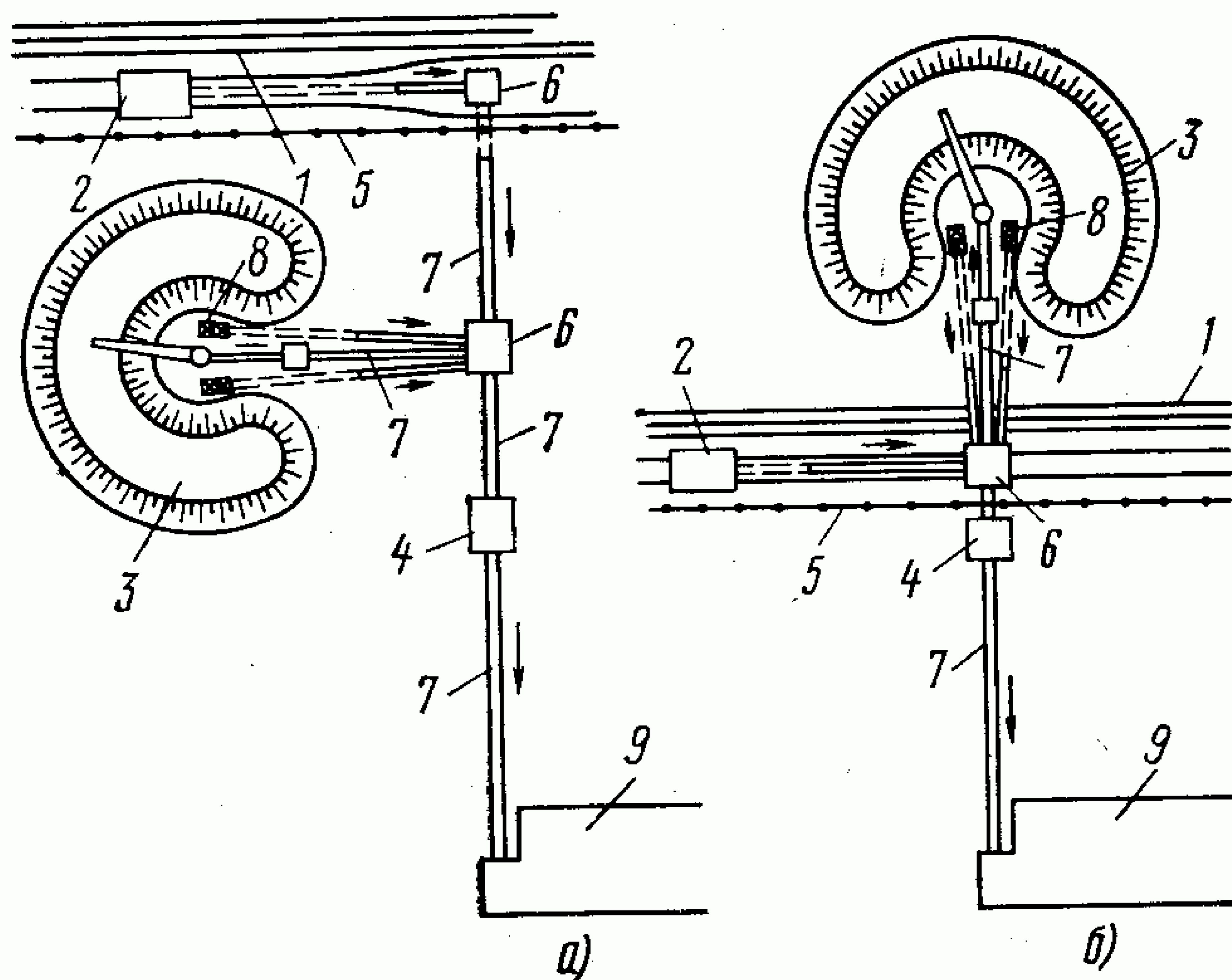


Рис. 19-2. План размещения сооружений топливного хозяйства при расположении топливного склада на территории электростанции (*а*) и вне ее (*б*).

1 — железнодорожная станция; *2* — разгрузочное устройство; *3* — топливный склад; *4* — дробильное устройство; *5* — ограда; *6* — узел пересыпки; *7* — эстакада ленточных конвейеров; *8* — загрузочный бункер на складе; *9* — главный корпус.

Схемы топливоподачи различаются взаимным размещением сооружений, способом механизации складов топлива, количеством вводов в главный корпус и т. д. На рис. 19-2 показаны планы размещения сооружений топливного хозяйства с топливным складом на территории электростанции и вне ее. Принципиальная схема топливного хозяйства современной электростанции с расходом топлива свыше 400 т/ч изображена на рис. 19-3.

Для приема железнодорожных маршрутов с топливом на территории электростанции организуется железнодорожная станция *1*. Путевое железнодорожное хозяйство позволяет выполнять маневровые операции с группами полувагонов при подаче к размораживающему устройству, подаче груженых полувагонов к разгрузочному устройству и откатке из него порожних, формирование и отправление разгруженных железнодорожных составов.

Груженые полувагоны взвешивают на тензометрических железнодорожных весах *2* грузоподъемностью до 200 т, точность взвешивания которых находится в пределах ±0,5%.

После взвешивания и разогрева в размораживающем устройстве *3* полувагоны подают на пути надвига к разгрузочному устройству ставками по 15—20 полувагонов. Надвиг в разгрузочное устройство *6* осуществляется специальным механизмом — электротележкой-толкателем *4*; откатка разгруженных полувагонов — маневровым устройством *5*.

Для разгрузки железнодорожных полувагонов применяют в зависимости от типа полувагона и расхода топлива следующие разгрузоч-

ные устройства: с одним или несколькими вагоноопрокидывателями; со щелевыми бункерами; безъемкостное (бункерное); с многоковшовыми перегружателями.

В схеме, показанной на рис. 19-3, полувагоны разгружаются в разгрузочном устройстве с двумя вагоноопрокидывателями, один из которых резервный.

Из установленных под вагоноопрокидывателями бункеров *7* топливо ленточными питателями *8* направляется в дробилки предварительного дробления *9*. Для предохранения дробилок от поломок попавшими в топливо металлическими предметами перед ними устанавливают шкивные магнитные сепараторы *10*, являющиеся одновременно приводными барабанами ленточных питателей. Уловленный металл через отводной короб сбрасывается в тележку. После дробилок топливо ленточным конвейером *11* подается в узел пересыпки, где перекидным шибером *12* оно может быть подано по коробам на один из последующих ленточных конвейеров *13*, транспортирующих топливо в молотковые дробилки *14*. Перед молотковыми дробилками предусматривается двойная система очистки топлива от металлических предметов: подвесным магнитным сепаратором *15* и шкивным *16*. Перед молотковыми дробилками для отсева мелких фракций топлива, не требующих дробления, устанавливается грохот или стационарная колосниковая решетка *17*. Раздробленное до нужного размера топливо, так же как и топливо, отсеянное грохотом, поступает на ленточный конвейер *18*, с которого может быть направлено на один из конвейеров *19* бункерной галереи перекидным шибером *20*. У приводных станций конвейров *18* щепоуловителем *21* удаляется из потока топлива щепа и осуществляется отбор пробы пробоотборной установкой *22* с подачей ее в проборазделочную установку *23*.

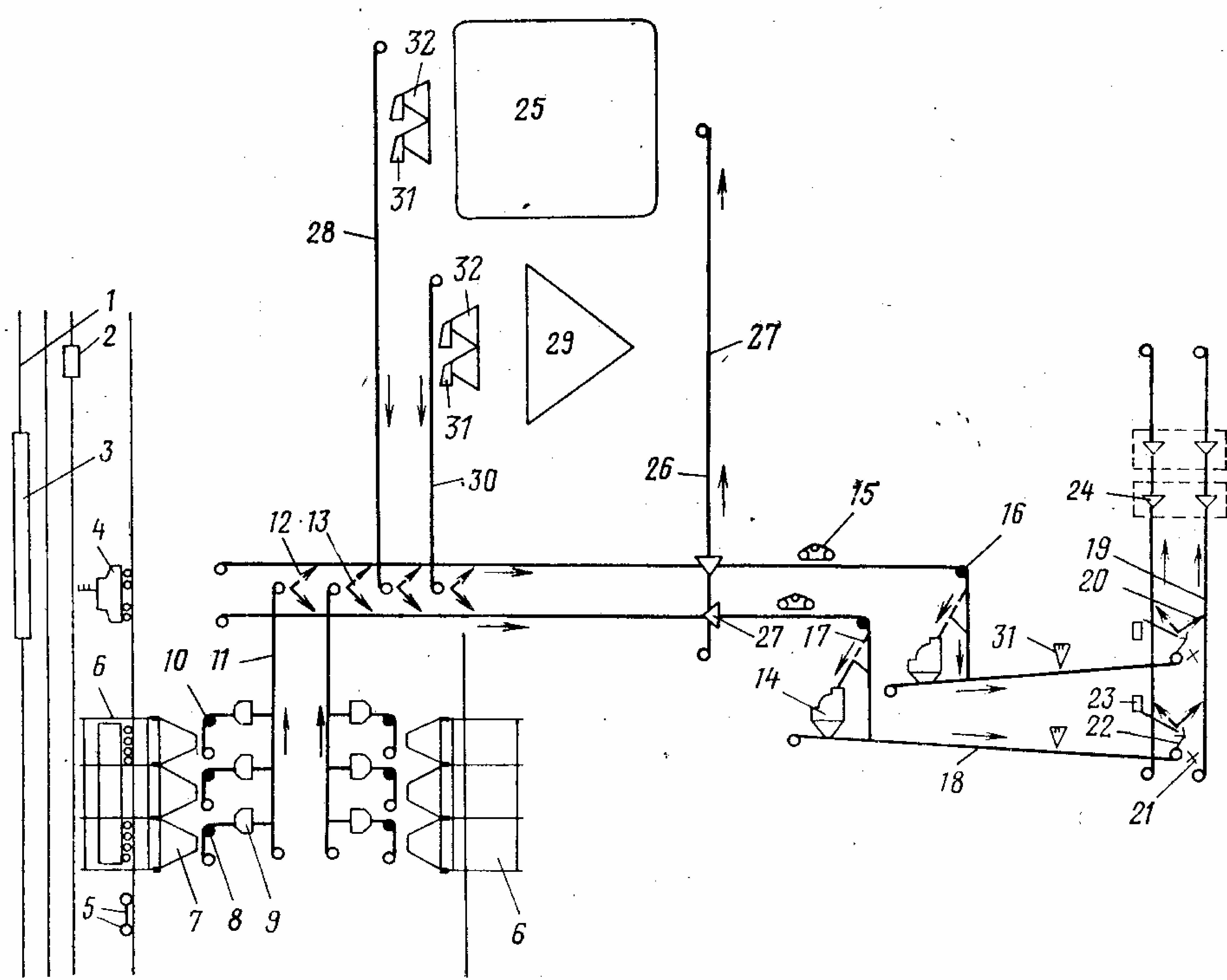


Рис. 19-3. Принципиальная схема топливного хозяйства.

Для распределения топлива по бункерам парогенераторов на ленточных конвейерах *19* бункерной галереи устанавливают стационарные или передвижные плужковые сбрасыватели *24*.

На территории электростанции организуется резервный запас топлива на складе *25*. Подача топлива на склад осуществляется ленточным конвейером *26*, на который топливо подается по пересыпным коробам стационарными плужковыми сбрасывателями *27*, установленными на конвейерах *13*. Выдача топлива с резервного склада предусматривается системой однониточных конвейеров *28*.

Для предотвращения простоя груженых полувагонов в тех случаях, когда бункера парогенераторов заполнены углем, предусматривается расходный штабель угля *29*, топливо из которого выдается в основной тракт топливоподачи отдельным конвейером *30*. Загрузка топливом конвейеров *28* и *30* производится питателями *31*, которые установлены под бункерами *32*. В бункера топливо подается со склада бульдозерами. Ленточными автоматическими весами *31*, установленными на конвейерах *18*, осуществляется контроль количества топлива, поданного в бункера парогенераторов.

Из технологической схемы топливоподачи в отдельных случаях могут быть исключены отдельные элементы. Так, если на электростанцию поступает топливо мелкое, не смерзающееся в полувагонах и на складе, из схемы могут быть исключены дробилки предварительного и мелкого дробления. И наоборот, для дробления смерзшихся глыб и крупных

кусков топлива на решетках бункеров разгрузочного устройства предусматривается установка дробильно-фрезерных машин.

19-3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ТОПЛИВНОГО ХОЗЯЙСТВА

Выбор оборудования топливного хозяйства во многом определяется физико-химической характеристикой топлива, существенно влияющей на капитальные и эксплуатационные затраты, надежную работу технологического оборудования, численность персонала системы топливоподачи.

Одним из основных качественных показателей топлива является *влажность*. Влага, содержащаяся в топливе, подразделяется на внутреннюю и внешнюю. Внутренняя влага связана с органическим веществом топлива и его минеральными примесями. Внешняя влага является результатом попадания ее в топливо из окружающей среды в процессе добычи, транспортирования, хранения и обогащения мокрым способом. С внешней влажностью топлива связано такое отрицательное явление, как ухудшение *сыпучести*. Топливо с повышенным содержанием внешней влаги обладает высокой вязкостью, что приводит часто к сводообразованию и зависанию его в бункерах, замазыванию и забиванию пересыпных коробов, накапливанию топлива на движущихся элементах транспортирующих машин (роликовых опорах, отклоняющих барабанах, конвейерной ленте), замазыванию дробильного оборудования и т. п.

Повышение влажности топлива ухудшает основные показатели его сыпучести: угол естественного откоса, коэффициент внутреннего и внешнего трения.

Для некоторых сортов угля в табл. 19-1 приведены значения *углов естественного откоса*, которые с повышением влажности резко увеличиваются.

Таблица 19-1

Вид топлива	Статический угол естественного откоса, °
Пыль угольная	15—20
Уголь бурый	50
Уголь орешковый	45
Уголь каменный дробленый	30—35
Торф фрезерный	45—55

Исследователями установлено, что для подмосковного бурого угля угол естественного откоса при увеличении влажности с 20 до 40% увеличивается с 50 до 80°. Ухудшение сыпучести топлива наблюдается при достижении определенного значения влажности.

Повышение влажности до гигроскопической не влияет существенно на сыпучесть топлива, и только при достижении определенной величины (для каждого вида топлива) наблюдается постепенная потеря сыпучести. Эту влажность принято именовать *критической* или *предельной* ($W^{пр}$).

На сыпучесть топлива существенно влияет *состав золы*. Наличие в золе глинистых включений значительно ухудшает показатели сыпучести; присутствие в золе соединений кремния улучшает сыпучесть, но увеличивает абразивный износ оборудования топливоподачи, тем самым сокращая срок его службы.

Для влажных топлив применяют обогрев пересыпных коробов и бункеров, увеличивают угол наклона стенок до 65—70°, применяют пневмообрушение.

С влажностью топлива связано и другое крайне отрицательное явление — *смерзаемость топлива* при низких температурах, в большой степени усложняющая эксплуатацию, снижающая надежность и производительность машин и механизмов системы топливоподачи. На смерзаемость топлива влияет в основном присутствие в нем внешней влаги, которая замерзает при температуре минус 2—4°С; при этом происходит смерзание отдельных частиц топлива в крупные куски и глыбы. Внутренняя влага может находиться в переохлажденном состоянии при температуре минус 40—50°С и не приводит к смерзанию топлива. Влажность топлива, при которой смерзание не происходит даже при очень низких температурах, принято считать *безопасной влажностью* $W^{б}$. Значение безопасной влажности для всех марок углей с достаточной точностью можно определить по гигроскопической, так как значения их мало различаются. На степень смерзаемости топлива влияют и другие факторы: крупность кусков, температура окружающей среды, продолжительность пребывания топлива на морозе.

Таблица 19-2

Вид топлива	Рабочая влажность $W^{р}$, %	Безопасная влажность $W^{б}$, %	Гигроскопическая влажность $W^{ги}$, %	Предельная влажность $W^{пр}$, %
Экибастузский уголь	8,0	6,0	2,5	—
Антрацит АШ	7,5	7—8	2,5	9—10
Кузнецкий уголь	11,5	7—8	4,0	—
Харанорский уголь	36,0	38	12,5	42
Подмосковный уголь	33,0	27,3	7,5	34—38
Итатский уголь	45,0	35,6	13,8	45
Назаровский уголь	39,0	37,0	13,0	41
Райчихинский уголь	39,0	31,9	11,0	39—42
Эстонский сланец	15,0	7,0	1,2	—
Торф фрезерный	50,0	44,0	11,0	53—58

В табл. 19-2 приведены характеристики влажности для некоторых видов топлива.

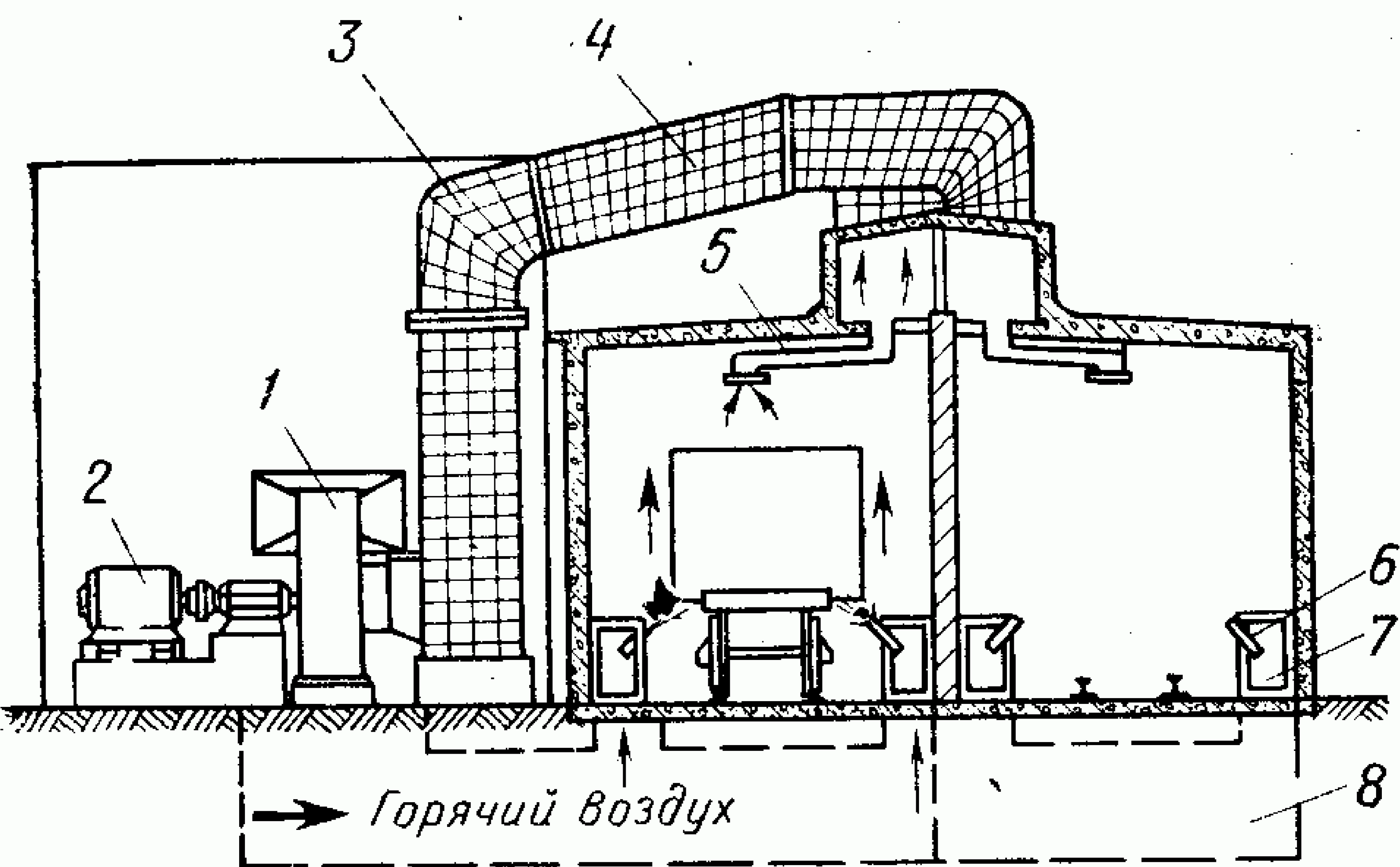
Ухудшение сыпучести топлива из-за смерзаемости прежде всего влияет на выбор типа полувагона и разгрузочного устройства.

Для транспортирования несмерзаемого мелкого топлива применяют саморазгружающиеся полувагоны и разгрузочные устройства со щелевыми бункерами, траншейного или бункерного типа, открытые эстакады.

Таблица 19-3

Материал	Усилие отрыва, кПа
Дерево	73,0
Железо	80,0
Алюминий	33,0
Оргстекло	28,0
Эбонит	19,0
Фторопласт	13,0

Для смерзающихся топлив предпочтительней применение полувагонов-гондол или универсальных полувагонов с разгрузкой вагоноопрокидывателем. При смерзаемости топлива с повышенной влажностью происходит также примерзание его к обшивке кузова полувагонов. Правильный выбор материала кузова резко снижает прочность примерзания. Для различных материалов значения усилий отрывания при примерзании приведены в табл. 19-3.



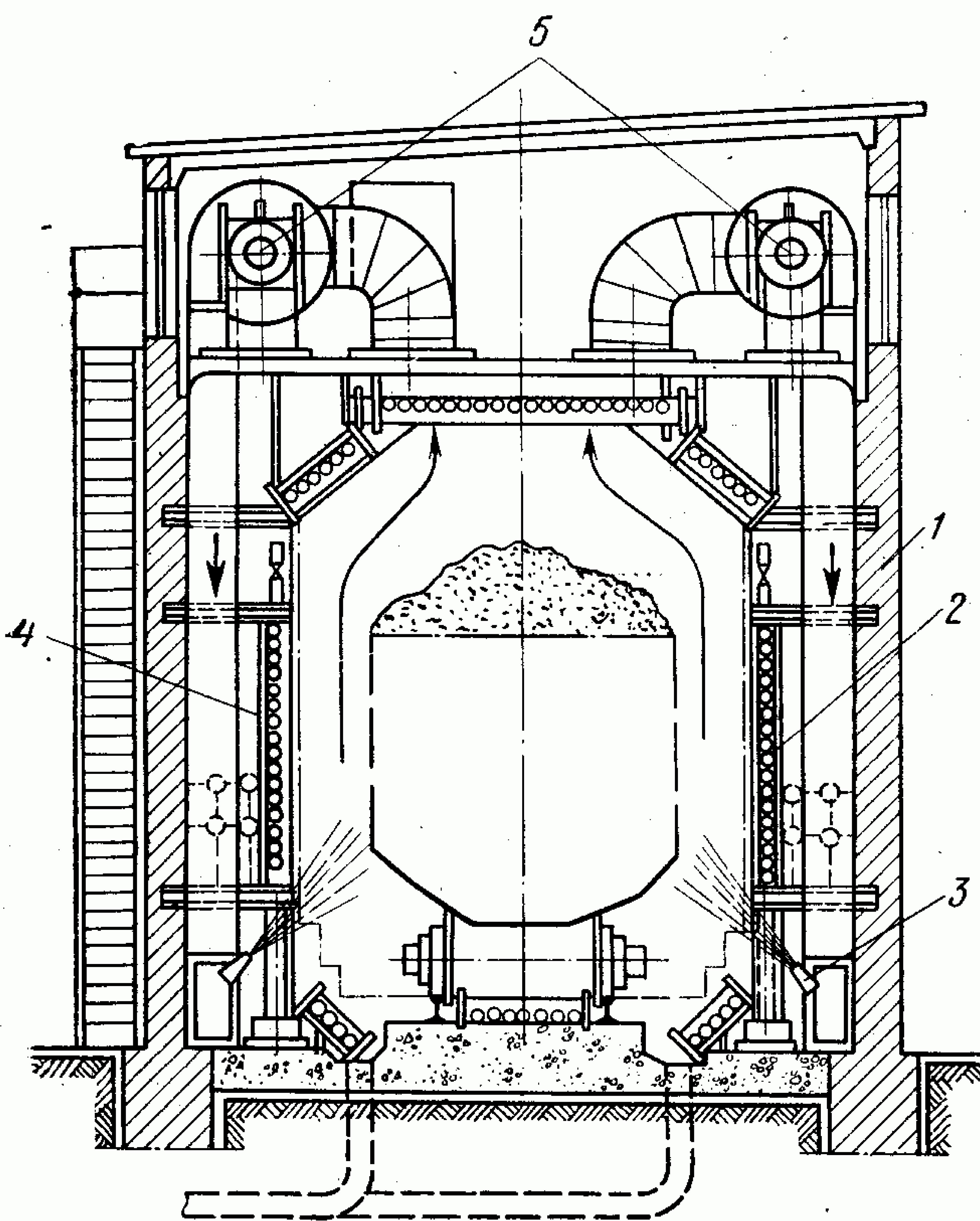


Рис. 19-4. Размораживающие устройства.

а — конвективное: *1* — вентилятор; *2* — электродвигатель; *3* — калориферная; *4* — рециркуляционный короб; *5* — рециркуляционный патрубок; *6* — нагнетательные патрубки; *7* — нагнетательный короб; *8* — нагнетательная шахта; *б* — комбинированное: *1* — здание размораживающего устройства; *2* — трубчатые излучатели; *3* — сопла; *4* — металлический экран; *5* — вентилятор.

19-4. РАЗМОРАЖИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Восстановление сыпучести смерзшегося в полувагонах топлива осуществляется разогревом его в размораживающих устройствах и рыхлением механическими средствами.

Для крупных тепловых электростанций с большим расходом топлива наиболее эффективным является пленочное оттаивание топлива от стенок полувагонов в размораживающем устройстве с последующей разгрузкой их вагоноопрокидывателем.

Разогрев полувагонов со смерзшимся топливом возможен тремя способами: конвективной передачей тепла стенкам полувагона от подогретого в калориферах воздуха или продуктов сгорания жидкого или газообразного топлива; передачей тепла излучением от газовых или электрических панелей; комбинированной передачей тепла стенкам полувагонов излучением от панелей, обогреваемых паром и имеющих температуру около 150—200°С, и конвекцией нагретого воздуха.

При выборе температурного режима размораживающего устройства учитывают правила технической эксплуатации подвижного состава МПС, по которым ограничивается температура нагрева деталей полувагонов: бортов деревянных и металлических — до 90°С; соединительных шлангов — до 80°С; тормозных цилиндров — до 50°С.

На рис. 19-4,*а* показано размораживающее устройство конвективного типа, в котором нагретый в паровых калориферах воздух вентилятором нагнетается в специальные короба, расположенные вдоль железнодорожного пути. Из коробов через сопла нагретый до 100°С воздух со скоростью до 10 м/с подается на боковые стенки кузова и днище полувагона.

В размораживающем устройстве комбинированного типа (рис. 19-4,*б*) стенки полувагонов нагреваются от трубчатых излучателей, обогреваемых паром и имеющих температуру поверхности 150—200°С. Кроме трубчатых излучателей в размораживающем устройстве установлены вентиляторы для циркуляции горячего воздуха.

Наиболее эффективным является размораживающее устройство, оборудованное инфракрасными излучателями. Источниками излучения служат газовые беспламенные горелки либо электрические излучатели.

Для *механического восстановления сыпучести* смерзшихся грузов используют бурорыхлительные машины и вибрационные установки. Из-за сравнительно низкой производительности бурорыхлительные машины используют в разгрузочных устройствах тепловых электростанций с расходом топлива не выше 150 т/ч.

На отечественных ТЭС для разгрузки полувагонов применяется бурорыхлительная машина БРМ-80/110 производительностью 120—200 т/ч.

19-5. РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Разгрузочные устройства с вагоноопрокидывателями

Этот тип разгрузочного устройства применяют в СССР и за рубежом при поступлении на электростанции низкокачественного топлива с повышенной влажностью, низкой сыпучестью, склонного к смерзанию при низкой температуре.

Применять вагоноопрокидыватели экономически целесообразно на тепловых электростанциях с расходом топлива свыше 150 т/ч. Разгрузочные устройства с вагоноопрокидывателями позволяют снизить количество эксплуатационного персонала, занятого на разгрузке, уменьшить длительность простоя железнодорожных полувагонов на территории ТЭС, разгружать большое количество топлива в минимально короткие сроки.

На электростанциях с расходом топлива свыше 150 и до 400 т/ч устанавливают один вагоноопрокидыватель, выше 400 до 1250 т/ч,

как правило, устанавливают два вагоноопрокидывателя и свыше 1250 т/ч — три и более.

В СССР и за рубежом разработаны и применяют следующие типы вагоноопрокидывателей:

роторный (круговой), который разгружает полувагоны поворотом их вокруг продольной оси на угол до 175°;

боковой, который разгружает полувагоны подъемом и опрокидыванием их поворотом на консольной платформе;

торцевой, который разгружает полувагоны наклоном их в сторону одного из торцов.

В СССР для разгрузки полувагонов грузоподъемностью до 125 т применяют разгрузочные устройства с роторными вагоноопрокидывателями. Производительность таких вагоноопрокидывателей принимается исходя из 10 циклов в час, т. е. 10 полувагонов грузоподъемностью 93 и 125 т, и 12 циклов в час для полувагонов грузоподъемностью 60 т. При поступлении полувагонов различной грузоподъемности за расчетный вагон условно принимается вагон средневзвешенной грузоподъемности. На рис. 19-5 показано разгрузочное устройство с двумя вагоноопрокидывателями.

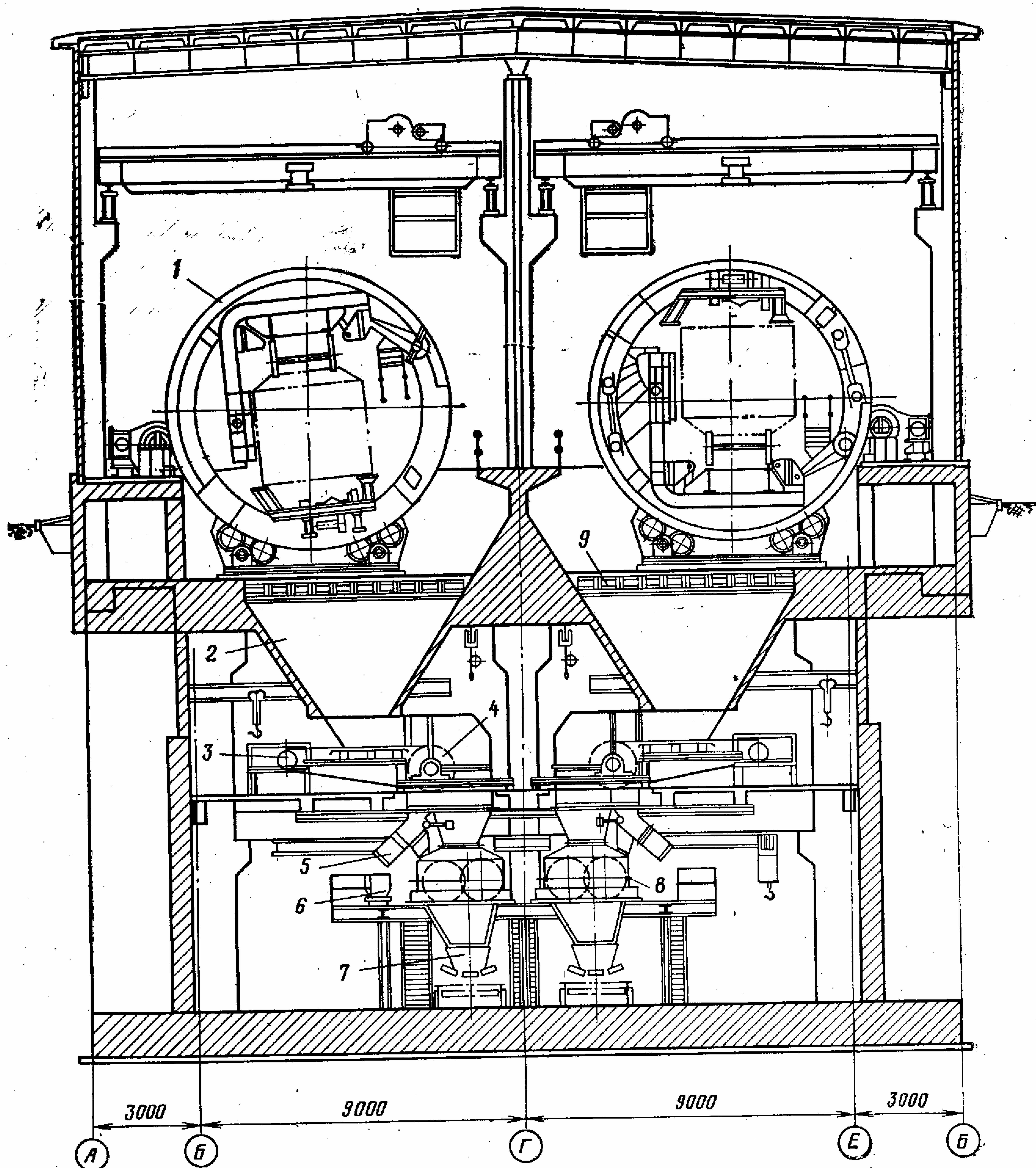


Рис. 19-5. Разгрузочное устройство с двумя роторными вагоноопрокидывателями.

1 — вагоноопрокидыватель; *2* — бункера; *3* — ленточные питатели; *4* — шкивной магнитный сепаратор; *5* — короб отвода уловленного металла; *6* — тележка для металла; *7* — ленточные конвейеры; *8* — дискозубчатые дробилки; *9* — решетка.

Топливо (уголь, сланец) разгружается из полувагонов в приемные бункера, расположенные под вагоноопрокидывателем. Для предотвращения налипания и зависания топлива стенки бункеров обогреваются. В верхней части бункера перекрыты решетками, размер ячейки которых зависит от крупности поступающего топлива.

Для мелкого топлива размер ячейки принимается 350×350 мм, для крупнокускового 550×550 мм. Угол наклона стенок бункеров должен быть не менее 55°. Из бункеров топливо выдается ленточными питателями. Если после питателей для предварительного дробления крупнокускового топлива устанавливают дискозубчатые дробилки, то для предотвращения их поломок от случайных металлических предметов, попавших в топливо, в качестве приводного барабана питателей применяют шкивной магнитный сепаратор. Надвиг груженых полувагонов в вагоноопрокидыватель и откатка порожних механизированы. Управление вагоноопрокидывателем и механизмами по надвигу и откатке полувагонов осуществляется оператором со щита управления, расположенного в разгрузочном устройстве.

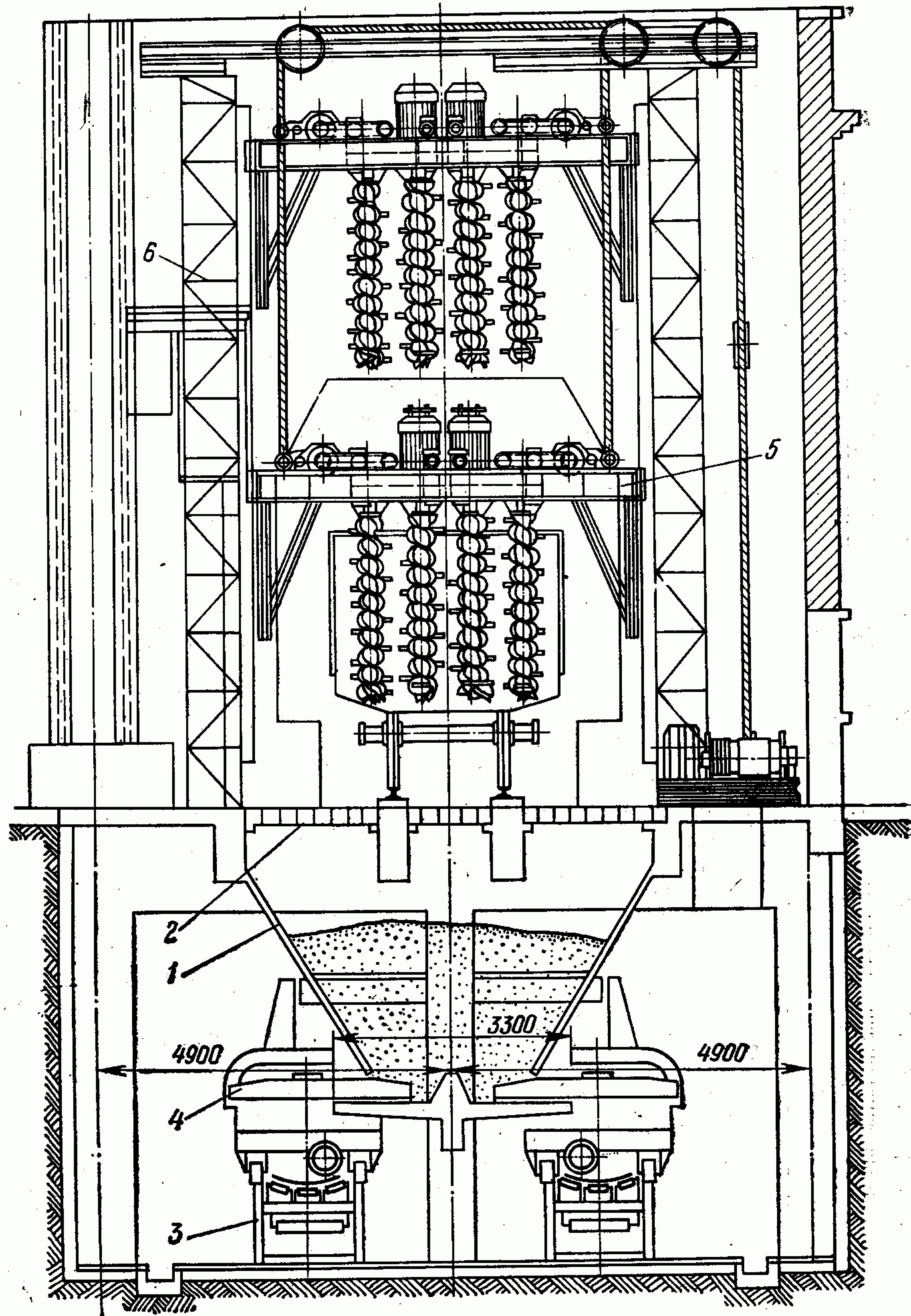


Рис. 19-6. Разгрузочное устройство со щелевым бункером.

1 — щелевой бункер; *2* — решетка; *3* — ленточные конвейеры; *4* — лопастные питатели; *5* — бурорыхлительная машина; *6* — направляющие.

Для дробления крупных кусков и смерзшихся глыб топлива на решетках бункеров устанавливают дробильно-фрезерные машины, а для зачистки полувагонов от остатков топлива на вагоноопрокидывателе установлены вибраторы с возмущающей силой около 45 кН.

Разгрузочные устройства со щелевыми бункерами

В тех случаях, когда доставка топлива на электростанции осуществляется в саморазгружающихся полувагонах с боковой разгрузкой или в универсальных полувагонах с разгрузкой через люки, применяют разгрузочные устройства с фронтом разгрузки на два или несколько полувагонов. Разгрузочные устройства со щелевыми бункерами применяют на крупных тепловых электростанциях Англии, ФРГ, Польши и в других странах Европы.

В СССР такой тип разгрузочного устройства (рис. 19-6) применяют только при расходе топлива не выше 150 т/ч.

Топливо из полувагонов разгружается в бункер, расположенный под железнодорожными путями. В случае подачи топлива с плохой сыпучестью или смерзшегося для ускорения разгрузки применяют бурорыхлительные машины и накладные вибраторы. Сверху бункер перекрыт решеткой для предотвращения попадания в тракт топливоподачи крупных кусков смерзшегося топлива. Оставшиеся на решетке крупные куски измельчаются дробильно-фрезерными машинами. Топливо через нижнее выпускное отверстие, выполненное по всей длине бункера, поступает на разгрузочный стол, с которого выгружается на ленточные конвейеры самоходными лопастными питателями. В климатических условиях СССР наземная часть разгрузочного устройства выполняется отапливаемой в зимний период.

Если мелкое топливо обладает хорошей сыпучестью и не смерзается при транспортировании, разгрузочное устройство такого типа может быть использовано при разгрузке железнодорожных составов на ходу с автоматическим или дистанционным открытием и закрытием люков полувагонов. Скорость движения состава принимается от 0,5 до 4 км/ч.

Бункерное разгрузочное устройство на два полувагона применяется на ТЭС с расходом топлива не выше 100—150 т/ч. В разгрузочном устройстве такого типа каждый из двух полувагонов устанавливается над одним бункером. Через люки топливо разгружается в бункер, а из него пластинчатым питателем через дробилку предварительного дробления подается на ленточный конвейер.

Разгрузочное устройство траншейного типа с багерными перегружателями

Для разгрузки фрезерного торфа и низкокачественного бурого угля из саморазгружающихся полувагонов применяют разгрузочное устройство траншейного типа с багерными перегружателями (рис. 19-7), которое одновременно может служить резервной емкостью до 120 тыс. т топлива. Разгруженное из полувагонов в траншеи топливо багерными перегружателями подается на ленточные конвейеры. Производительность перегружателя ПМТ-2200—350 м³/ч, скорость передвижения 4—12 м/мин.

Разгрузочные железнодорожные эстакады

За рубежом разгрузочные железнодорожные эстакады применяют для разгрузки саморазгружающихся полувагонов непосредствен-

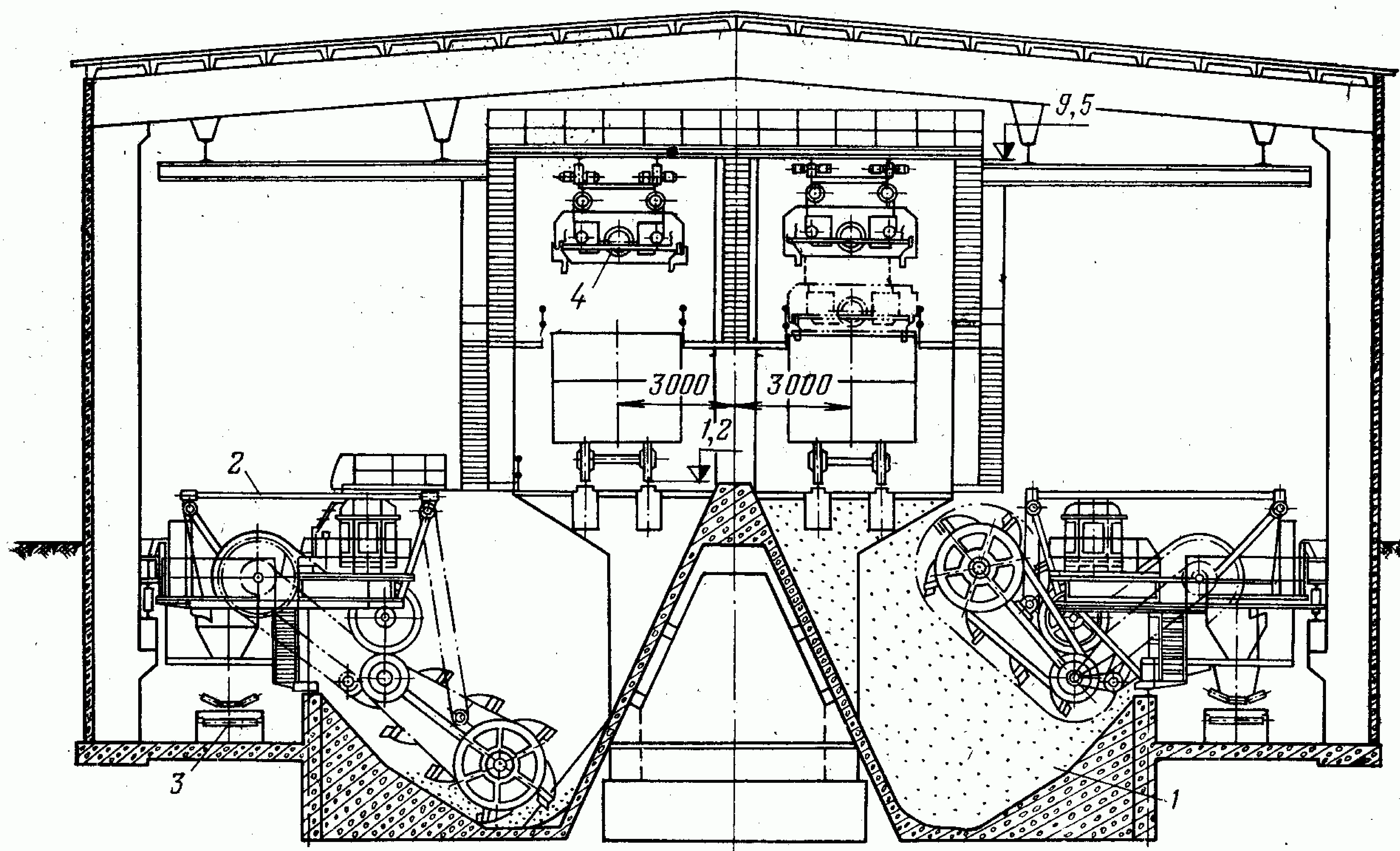


Рис. 19-7. Разгрузочное устройство с багерными перегружателями.
1 — траншеи; *2* — багерные перегружатели; *3* — ленточные конвейеры; *4* — вибраторы.

но на угольном складе при движении железнодорожного состава. В этом случае механизмы открытия и закрытия люков управляются автоматически или дистанционно. На отечественных электростанциях разгрузочные эстакады длиной 60 м предусматриваются на складе для разгрузки неисправных полувагонов, которые не могут быть разгружены вагоноопрокидывателями, или как резерв с фронтом разгрузки 120 м, если основное разгрузочное устройство оборудовано одним вагоноопрокидывателем.

19-6. МЕХАНИЗМЫ ВНУТРИСТАНЦИОННОГО ТРАНСПОРТА

Транспорт твердого топлива от разгрузочных устройств до бункеров сырого топлива в главном корпусе, на склад и со склада осуществляется *ленточными конвейерами*. Ленточные конвейеры могут быть следующих типов: стационарные и передвижные с движением ленты в одном направлении и с движением ленты попеременно в одном из двух направлений (реверсивные).

Ленточные конвейеры имеют высокую производительность, являются надежным и экономичным механизмом непрерывного действия, ремонт и обслуживание которого сравнительно просты. Конвейеры применяют горизонтальные, наклонные, горизонтально-наклонные. Угол наклона конвейеров с гладкой лентой принимается не более 18° для всех видов твердого топлива. В местах загрузки конвейера крупнокусковым топливом угол наклона конвейера ограничивается 12—15° для предотвращения скатывания крупных кусков.

Через пересыпные короба топливо загружается на верхнюю рабочую ветвь ленты и транспортируется к месту разгрузки, которая происходит через концевые барабаны или осуществляется специальными разгрузочными устройствами в необходимых местах.

Основным элементом ленточного конвейера является бесконечная лента, огибающая два или несколько барабанов и поддерживаемая роликами. Скорость движения ленты конвейера принимается от 2,0 до 2,5 м/с.

На рис. 19-8 показана схема стационарного ленточного конвейера, элементами которого являются: конвейерная лента *1*, приводимая в движение приводным барабаном *2* от электродвигателя *3* через редуктор *4*. Для достижения достаточного сцепления ленты с приводным барабаном и обеспечения допустимого прогиба ленты между поддерживающими роликами *5* и *6* устанавливается натяжной барабан *7* с натяжным устройством *14* (грузовое или винтовое). Рабочая ветвь конвейерной ленты между приводным и натяжным барабанами поддерживается верхними роликовыми опорами *5*, холостая (нижняя) ветвь — нижними роликовыми опорами *6*. Все оборудование конвейера установлено на опорных металлоконструкциях *8*.

Загрузка конвейера происходит через один или несколько загрузочных коробов *9*; разгрузка транспортируемого топлива — через разгрузочную (головную) воронку *10*. Рабочая поверхность ленты очищается от налипшего топлива скребком *11*, поверхность отклоняющего барабана *12* — сребком *13*.

На тепловых электростанциях применяют *конвейерные ленты* с основой из хлопчатобумажной ткани или из синтетических материалов (нейлон, капрон, лавсан и т. п.). Их изготовляют многослойными. Число слоев (прокладок) в лентах зависит от тягового усилия, передаваемого лентой. Выпускаемые конвейерные ленты имеют от 3 до 12 прокладок и ширину до 2 м.

Для предохранения прокладок от механических повреждений, абразивного износа

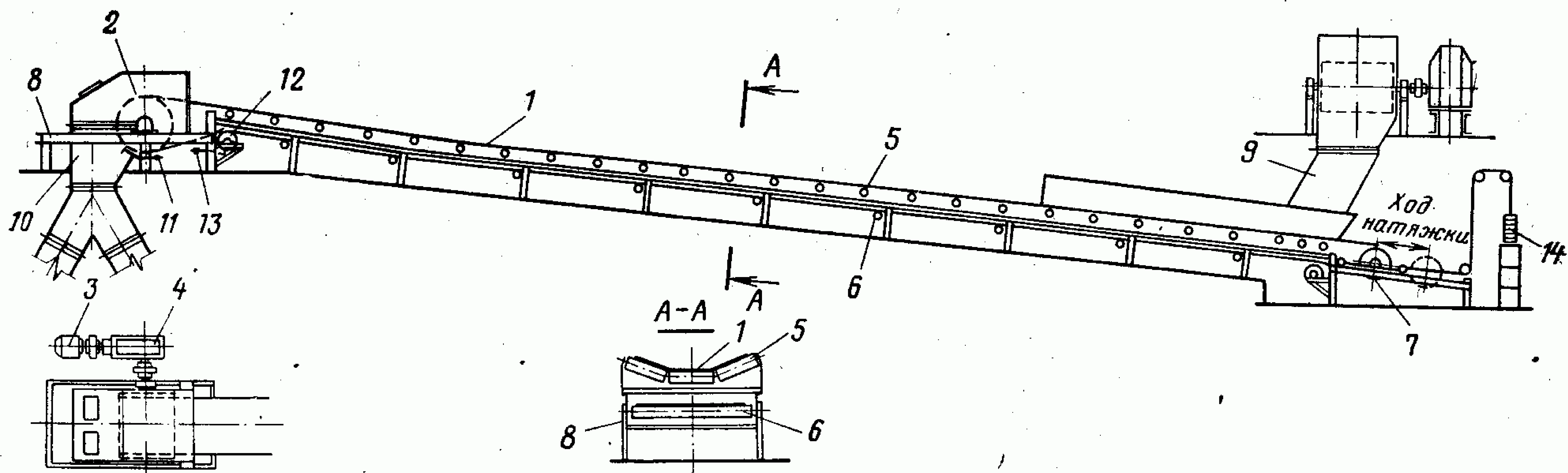


Рис. 19-8. Схема ленточного конвейера.

и т. д. ленту покрывают слоем резины (обкладкой). Конвейерные ленты, изготовляемые из синтетических материалов, более прочные, чем хлопчатобумажные, и имеют при одном и том же тяговом усилии меньшие толщину и массу. Характеристика прочности прокладок конвейерных лент приведена в табл. 19-4.

Таблица 19-4

Тип ленты	Предел прочности при разрыве на 1 см ширины одной прокладки, кН
Ленты с прокладками из хлопчатобумажной ткани:	
Б-820	0,5
ОПБ-5 и ОПБ-12	1,1
Ленты с прокладками из комбинированной ткани с лавсаном ЛХ-120	1,2
Ленты с прокладками из капроновых тканей К-300, ТК-300, ТА-300	3,0

Сила трения между лентой и поверхностью барабана обеспечивает движение ленты и должна быть больше или равна тяговому усилию. Сила трения зависит от угла обхвата барабана лентой и от материала поверхности барабана. С увеличением угла обхвата и коэффициента трения сила трения увеличивается.

Минимальный размер диаметра приводного барабана выбирается в зависимости от числа прокладок z в ленте:

Для лент с хлопчатобумажной основой $D_б \geq 125 \div 150\ z$
Для лент из синтетических материалов $D_б \geq 160 \div 200\ z$

Верхние поддерживающие роликовые опоры изготовляют плоскими или желобчатыми. Желобчатая роликовая опора состоит из трех роликов, устанавливаемых на кронштейнах.

В настоящее время в роликовых опорах с тремя роликами угол наклона осей боковых роликов составляет: для лент с хлопчатобумажной основой 20°, для синтетических 20—30°.

Опоры холостой ветви ленты — однороликовые плоские. Для натяжения ленты применяют натяжные устройства *винтовые и грузовые*. Грузовыми натяжными устройствами лента натягивается автоматически с постоянным усилием.

Производительность ленточных конвейеров зависит от ширины ленты, скорости ее движения, угла наклона боковых роликов и угла наклона конвейера. Для разгрузки ленточных конвейеров используют стационарные или передвижные плужковые сбрасыватели, реже — передвижные сбрасывающие барабанные тележки.

В районах с низкими зимними температурами ленточные конвейеры устанавливают в закрытых отапливаемых (до температуры +10°С) помещениях, включая галереи и эстакады. Высота галерей (эстакад) в свету по вертикали принимается не ниже 2,2 м, ширина выбирается исходя из обеспечения прохода между конвейерами не менее 1000 мм и боковых проходов вдоль конвейеров 700 мм. Через каждые 75—100 м предусматривают переходные мостики через конвейеры.

Расчет ленточных конвейеров

Для расчета ленточных конвейеров выдаются следующие исходные данные:

1) часовой расход топлива установленными парогенераторами Q, т/ч;

2) характеристика транспортируемого материала: наибольший размер кусков a, мм; объемная масса γ, т/м³;

3) схема трассы конвейера с указанием размеров: высоты подъема H, м; длины L, м; угла наклона к горизонту β°.

Расчетная часовая производительность ленточного конвейера системы топливоподачи, т/ч, определяется по формуле

$$Q_к = nQ, \quad (19\text{-}1)$$

где $n=1,1$ — коэффициент запаса, учитывающий время, необходимое на профилактическое обслуживание механизмов конвейера.

По необходимой расчетной производительности и принятой скорости ширина ленты конвейера, м, определяется по формуле

$$B = \sqrt{\frac{Q_к}{K_\alpha v \gamma K_\beta}}, \quad (19\text{-}2)$$

где v — скорость ленты, м/с; K_α — коэффициент, зависящий от угла естественного откоса φ топлива на ленте (табл. 19-5):

Таблица 19-5

Тип конвейера	Угол наклона боковых роликов, °	Значение K_α при φ, °			
		30	35	40	45
С желобчатой лентой	20	295	320	345	375
То же	30	355	375	400	425
С плоской лентой	—	155	180	210	240

Угол φ для основных видов топлива равен 35—40°.

K_β — коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера (табл. 19-6):

Таблица 19-6

Угол наклона конвейера β,°	до 10	12	14	16	18	20
K_β	1,0	0,98	0,96	0,95	0,92	0,90

Полученную ширину ленты округляют до ближайшего большего размера, указанного в ГОСТ. Скорость ленты конвейера принимается до 2,5 м/с и уточняется при выборе редуктора и электродвигателя по формуле

$$v = \frac{\pi D_б n_э}{60 i}, \qquad (19\text{-}3)$$

где $D_б$ — диаметр приводного барабана, м; $n_э$ — частота вращения ротора электродвигателя, об/мин; i — передаточное число редуктора.

Мощность на валу приводного барабана, кВт, определяют по формуле

$$N_б = \left(\frac{KLv + 1{,}47QL \pm 27{,}2QH}{10\,000}\right) K_1, \qquad (19\text{-}4)$$

где K — коэффициент, определяемый из табл. 19-7 в зависимости от ширины ленты:

Таблица 19-7

Ширина ленты B, мм	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
K	140	175	220	280	380	460	550	660	840

K_1 — коэффициент, определяемый из табл. 19-8 в зависимости от длины конвейера:

Таблица 19-8

Длина конвейера L, м	До 15	16—30	31—45	Свыше 45
K_1	1,2	1,12	1,05	1,0

Если на конвейере установлен сбрасывающий механизм, то мощность, определенная по формуле (19-4), увеличивается при *плужковом сбрасывателе* на, кВт:

$$N_{сбр} = 0{,}01BQ, \qquad (19\text{-}5)$$

где B — ширина ленты, м; но не менее 0,37 кВт;

при *барабанной сбрасывающей тележке* на подшипниках качения, с электроприводом для передвижения на, кВт:

$$N_{сбр} = 0{,}374N_б + 0{,}005Q + 0{,}37. \qquad (19\text{-}6)$$

Мощность электродвигателя, кВт, определяется по формуле

$$N_э = \frac{K_з (N_б + N_{сбр})}{\eta_{прив}}, \qquad (19\text{-}7)$$

где $\eta_{прив}$ — к. п. д. привода конвейера; $K_з$ — коэффициент запаса мощности, учитывающий падение напряжения в сети, пусковую характеристику электродвигателя и т. п. Для приводов мощностью меньше 100 кВт $K_з = 1{,}1 \div 1{,}25$, а для приводов мощностью выше 100 кВт $K_з = 1{,}1 \div 1{,}15$.

После того как определена мощность на валу приводного барабана и выбран электродвигатель, подбирают тип редуктора, конвейерную ленту, тормоз, выбирают и рассчитывают натяжное устройство.

Кроме ленточных конвейеров для транспорта топлива применяют различные типы питателей: ленточные, пластинчатые, качающиеся (дно питателя совершает возвратно-поступательное движение), лопастные.

19-7. ДРОБИЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

До поступления в мельницы парогенераторов топливо измельчается в молотковых дробилках до размеров кусков не более 15 мм, а при высокой влажности — до 25 мм.

Техническая характеристика дробилок, применяемых на современных тепловых электростанциях для мелкого дробления твердого топлива, приведена в табл. 19-9.

Таблица 19-9

Показатели	Тип и условное обозначение дробилки		
	СМ170Б	М20×20Г	М20×30Г
Размеры ротора, мм:			
диаметр	1300	2000	2000
длина	1600	2000	3000
Частота вращения ротора, об/мин	735	590	595
Размер наибольших кусков, мм	400	600	600
Максимальная крупность дробленого продукта, мм	10	15	15
Производительность, т/ч	150—200	600—800	1000—1250
Мощность электродвигателя, кВт	150—200	800	1250
Масса дробилки без электрооборудования, т	10,2	41,2	53,8

Дробление топлива в молотковых дробилках осуществляется молотками, свободно подвешенными к ротору и вращающимися с окружной скоростью до 62 м/с.

Ударом молотков куски топлива раскалываются, отбрасываются на отбойные броневые плиты, разрушаются при ударе о них и измельчаются молотками на отбойных плитах и колосниковой решетке. Раздробленное топливо просыпается через отверстия колосниковой решетки. В зависимости от числа дробилок дробильные корпуса выполняют *двухблочными* (2 дробилки) и *четырехблочными* (4 дробилки).

На рис. 19-9 показана компоновка двухблочного дробильного корпуса с молотковыми дробилками М20×20Г.

Системой ленточных конвейеров топливо подается в дробильный корпус. Предусматривается работа каждой дробилки только с одной линией (ниткой) конвейеров. Для уменьшения износа дробящих элементов (молотков, отбойных плит, колосниковой решетки), а также для снижения замазывания дробилок и расхода электроэнергии на дробление перед дробилками отсеивают мелкие фракции через стационарную колосниковую решетку. Дробленое, а также прошедшее через решетку мелкое

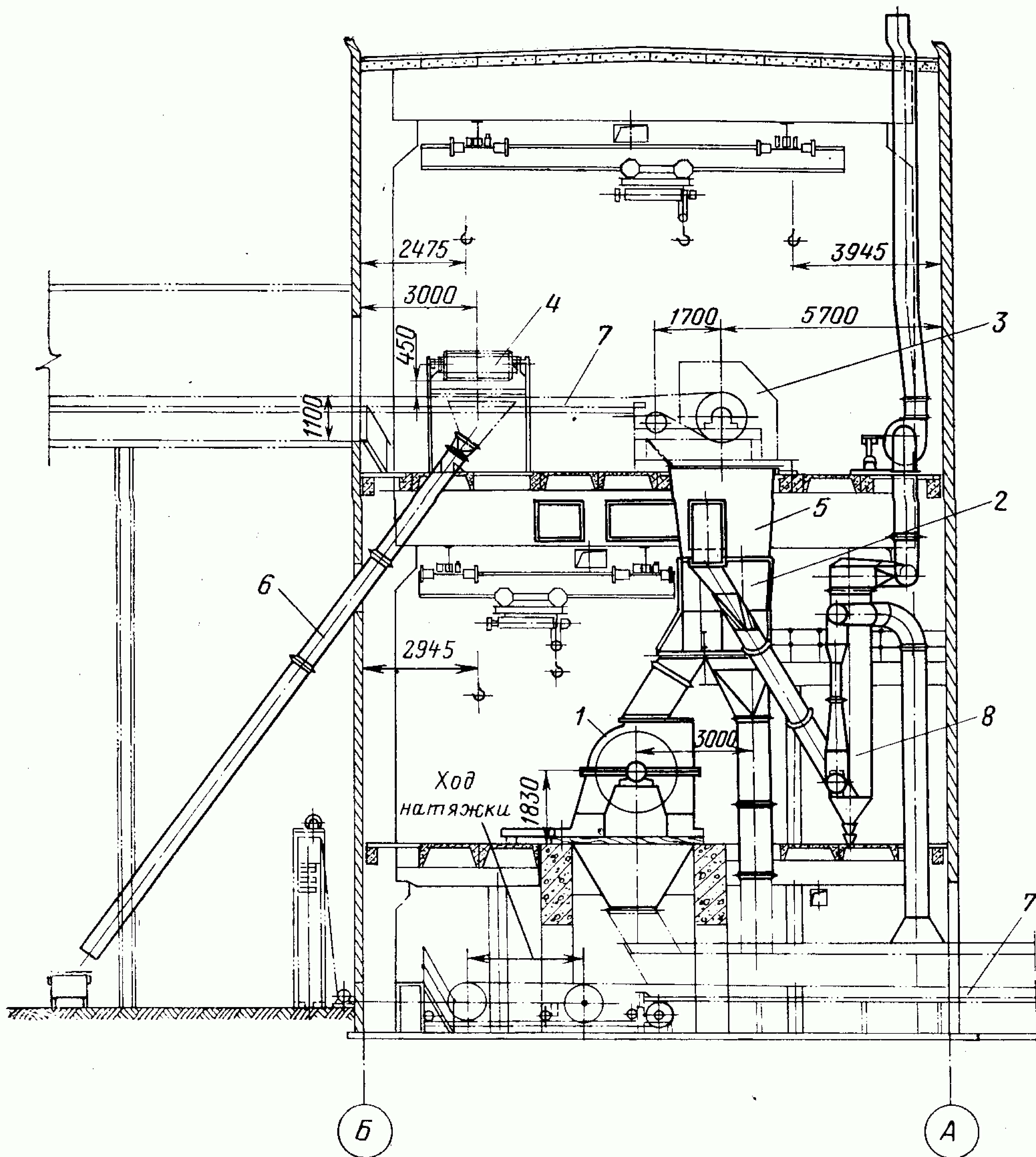


Рис. 19-9. Двухблочное дробильное устройство с молотковыми дробилками М20×20 Г.

1 — молотковая дробилка; *2* — колосниковая решетка; *3* — шкивной магнитный сепаратор; *5* — пересыпные короба; *6* — короб отвода уловленного металла; *7* — ленточные конвейеры; *8* — аспирационная установка.

топливо поступает на ленточный конвейер и подается в главный корпус. Для защиты дробилок от поломок перед ними устанавливают шкивной и саморазгружающийся подвесной магнитные сепараторы. Уловленные из потока угля металлические предметы по коробам отводятся в сборные бункера.

19-8. ТОПЛИВНЫЕ СКЛАДЫ

Для обеспечения электростанции топливом создаются резервные его запасы: *оперативный резерв* — в бункерах главного корпуса и в расходном складе, *долговременный* — на резервном складе.

Топливо со складов используется, когда имеют место перебои или задержки в топливоснабжении и при сезонной доставке топлива водным траспортом, а также для исключения перепростоя железнодорожных полувагонов при разгрузке, когда бункера парогенераторов заполнены топливом.

Резервные и расходные склады электростанций, как правило, *открытые* и представляют спланированную площадку с дренажными устройствами, оборудованную необходимыми механизмами и транспортными машинами. Размеры и форма резервного склада определяются необходимым запасом и способом механизации складских операций. На отечественных электростанциях расходный склад топлива организуется в тех случаях, когда емкость бункеров в разгрузочном устройстве мала. Размещается расходный склад на территории электростанции отдельно от штабеля резервного склада или является его составной частью. Емкость расходного склада принимается не менее емкости двух-трех железнодорожных составов.

Емкость резервных угольных складов принимается из условия обеспечения работы электростанции в течение месяца.

В тех случаях, когда электростанция расположена вблизи места добычи угля (в пределах 100 км), допускается двухнедельный запас. Для электростанций, работающих на торфе, емкость резервного склада ограничивается двухнедельным запасом. Склад торфа выполняется из отдельных штабелей (караванов) ограниченной емкости. Между штабелями выдерживаются противопожарные разрывы.

Размещение резервного склада торфа допускается за пределами территории электростанции, но не дальше 5 км. Если резервный

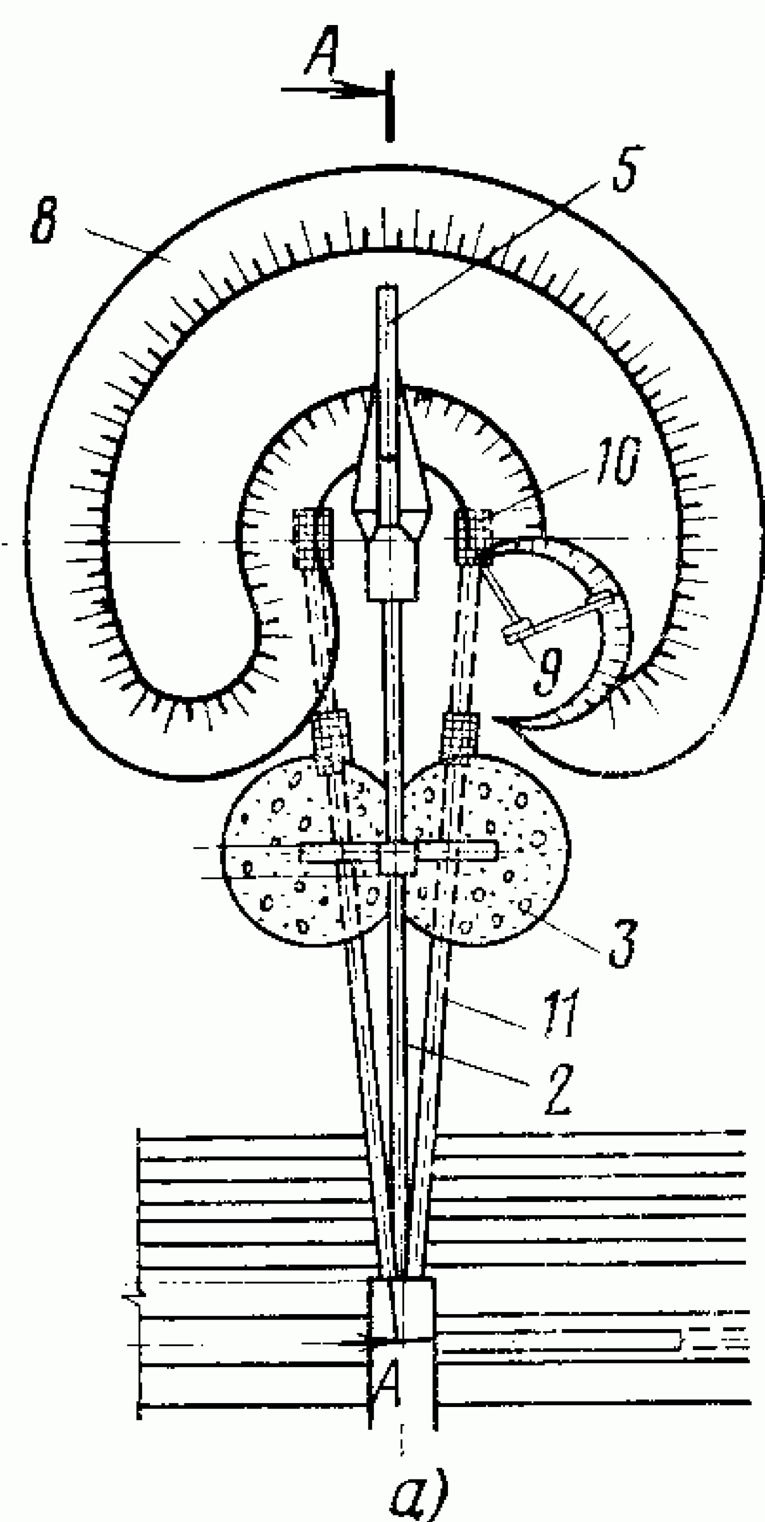


Рис. 19-10. Топливный склад с радиальным штабелеукладчиком.

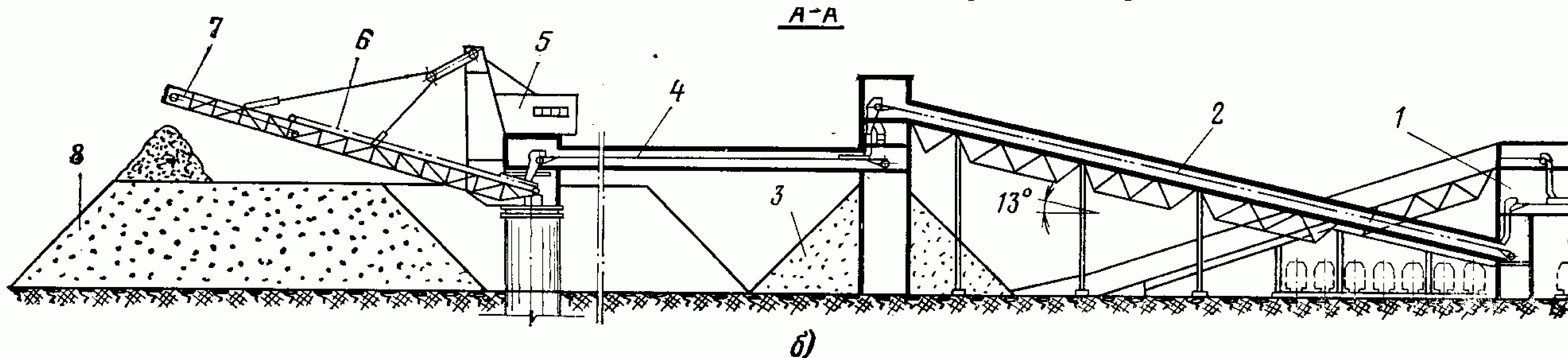
а — план; *б* — разрез; *1* — узел пересыпки; *2* — ленточный конвейер № 1; *3* — расходный склад; *4* — ленточный конвейер № 2; *5* — радиальный штабелеукладчик; *6* — стационарный конвейер штабелеукладчика; *7* — передвижной реверсивный конвейер; *8* — резервный склад; *9* — роторный перегружатель на гусеничном ходу; *10* — подземные бункера; *11* — ленточные конвейеры, выдающие топливо со склада.

Исследованиями установлено, что в большом, хорошо уплотненном штабеле угля кислород присутствует в межкусковом пространстве обычно до глубины 1—3 м. В более глубоких слоях его место занимает углекислый газ. На крупных ТЭС среднегодовые потери топлива от окисления составляют около 0,5%.

Основные мероприятия по снижению потерь твердого топлива при хранении, а также профилактические меры по своевременному обнаружению очагов самонагревания угля в штабеле следующие:

1. Закладка штабеля горизонтальными слоями толщиной от 0,8 до 2 м с разравниванием поверхности каждого слоя и его последующим уплотнением. Особенно тщательно уплотняют откосы штабеля.

2. Наблюдение и контроль за состоянием углей в процессе хранения их в штабелях.



склад размещается на близлежащем торфопредприятии с удалением от ТЭС не более 30 км, на территории электростанции устраивается расходный склад торфа емкостью на 5 сут, но не более 60 000 т. Электростанции в капиталистических странах имеют резервные склады емкостью на 50—100 сут работы электростанции. Расходный склад является обычно составной частью резервного склада и рассчитан на потребность электростанции в топливе в течение 2—5 сут.

Длительное хранение энергетических топлив на резервных складах сопровождается значительными потерями. Основной причиной потери теплоценности топлива при хранении является окисление горючей составляющей молекулярным кислородом. Процессы интенсивного окисления угля и торфа, сопровождающиеся выделением тепла, вызывают их *самонагревание и самовозгорание*, если образующееся тепло не успевает рассеиваться.

Температуру, при которой начинается интенсивное разогревание, называют *критической*. Для угля и торфа она равна 50—80°С.

Основные причины самонагревания — склонность некоторых видов топлива к быстрому окислению; затрудненная отдача тепла в окружающую среду; свободный контакт топлива с кислородом воздуха и газообмен.

Наиболее тщательное послойное и поверхностное уплотнение углей необходимо на топливных складах электростанций, получающих низкосортные угли мелких классов и бурые угли, обладающие большой склонностью к окислительным процессам и самовозгоранию.

Топливные склады классифицируют по типам механизмов, используемых для складских операций. В отечественной и зарубежной практике применяют следующие типы складов:

1) с поворотным штабелеукладчиком и роторным перегружателем на гусеничном ходу;

2) кольцевые, оборудованные комплексом из штабелеукладчика и роторного перегружателя, вращающихся вокруг вертикальной оси центральной колонны;

3) с одной или двумя передвижными машинами непрерывного действия на колесном ходу (стаккер-реклаймер);

4) с мостовым краном-перегружателем;

5) с бульдозерами.

Склад с радиальным штабелеукладчиком и роторным перегружателем на гусеничном ходу

На рис. 19-10 показана компоновка такого склада. От разгрузочного устройства конвейерами топливо подается в узел пересыпки, из которого оно может быть направлено конвейе-

ром № 1 в расходный склад или конвейером № 2 к радиальному штабелеукладчику.

Формирование резервного склада емкостью до 300 000 т осуществляется радиальным штабелеукладчиком, на стреле которого смонтирован стационарный ленточный конвейер и передвижной реверсивный. Штабелеукладчик, вращаясь относительно вертикальной и горизонтальной осей, обеспечивает формирование штабеля в радиусе от 20 до 65 м с производительностью до 1500 т/ч. Укатка и уплотнение угля осуществляются бульдозерами. Из расходного и резервного штабелей уголь подается роторным перегружателем с производительностью до 1200—1500 т/ч через подземные складские бункера на конвейеры, выдающие топливо со склада в тракте топливоподачи.

Кольцевой склад с поворотным штабелеукладчиком и роторным перегружателем

На рис. 19-11 показана компоновка такого склада емкостью до 500—600 тыс. т угля. Из разгрузочного устройства ленточными конвейерами уголь подается к штабелеукладчику. Поворотным штабелеукладчиком, на стреле которого установлены два конвейера: стационарный и передвижной реверсивный — топливо подается на склад. Склад в этом случае имеет форму кольца трапецеидального профиля. Со склада топливо выдается поворотным роторным перегружателем, мост которого вращается относительно той же вертикальной оси центральной колонны, что и штабелеукладчик.

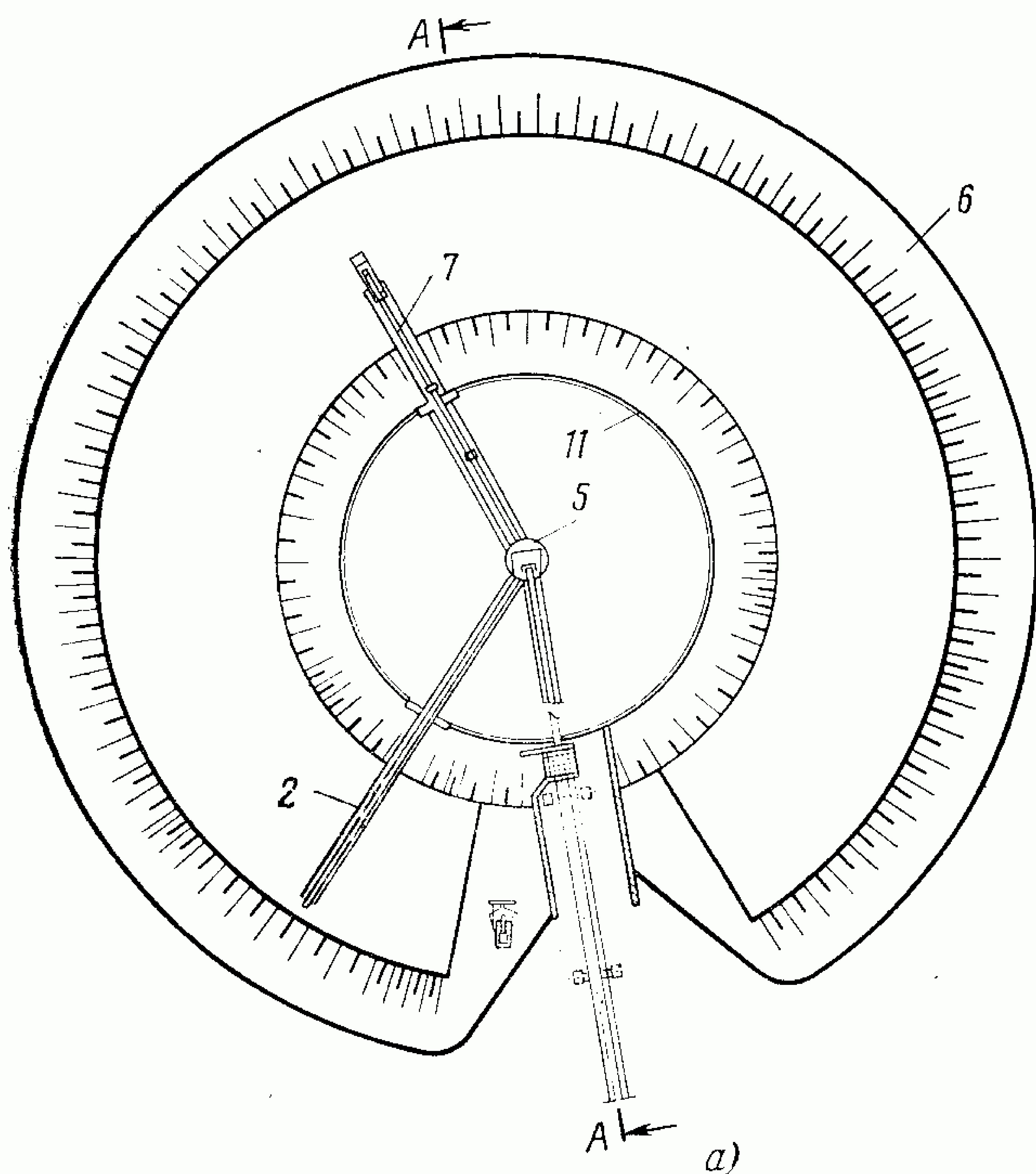
Центральная вертикальная колонна и бетонное кольцо, ограничивающее внутренний диаметр штабеля, являются опорами, по которым происходит передвижение штабелеукладчика и роторного перегружателя.

Описанная механизация угольного склада позволяет полностью или частично автоматизировать складские операции с производительностью до 1800—2000 т/ч.

Склад с мостовым перегружателем

При механизации складских операций мостовым перегружателем (рис. 19-12) топливо в расходный штабель подается плужковыми сбрасывателями, установленными на конвейере № 1, и распределяется по всей площади расходного склада бульдозерами. Из расходного склада в тракт топливоподачи топливо подается также бульдозерами через подземные приемные бункера и **конвейер № 2**. Из узла пересыпки топливо ленточным конвейером № 3, установленным на надземной эстакаде, транспортируется вдоль склада. С конвейера топливо разгружается плужковыми сбрасывателями в первичную емкость, из которой грейфером перегружателя подается на резервный склад.

Производительность грейферного крана-перегружателя 700 т/ч. В качестве вспомогательных механизмов при складировании, укат-



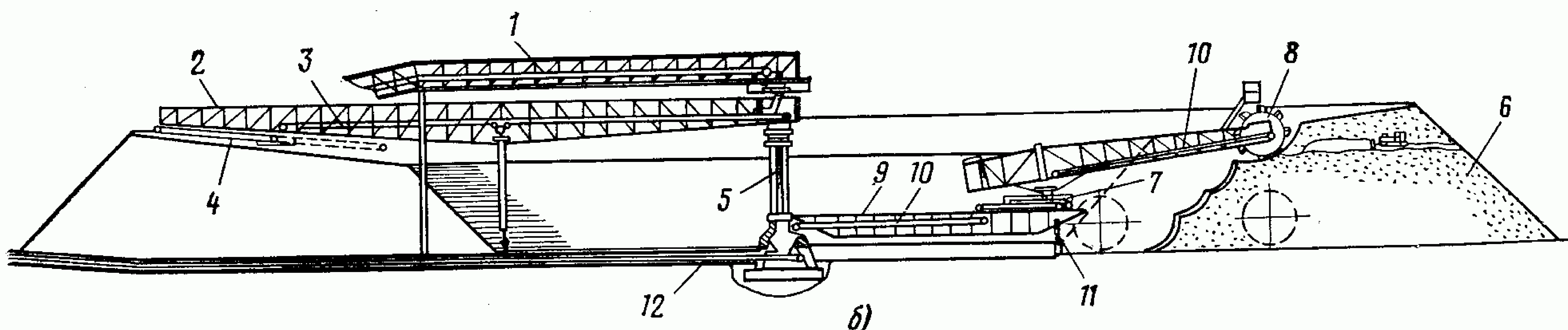


Рис. 19-11. Кольцевой склад с поворотными штабелеукладчиком и роторным перегружателем.

а — план; *б* — разрез; *1* — подающий конвейер; *2* — поворотный штабелеукладчик; *3* — стационарный конвейер штабелеукладчика; *4* — передвижной реверсивный конвейер штабелеукладчика; *5* — бетонная опора; *6* — топливный склад; *7* — роторный перегружатель; *8* — стрела с ковшовым ротором; *9* — мост перегружателя; *10* — конвейеры перегружателя; *11* — кольцевой рельс; *12* — выдающий конвейер.

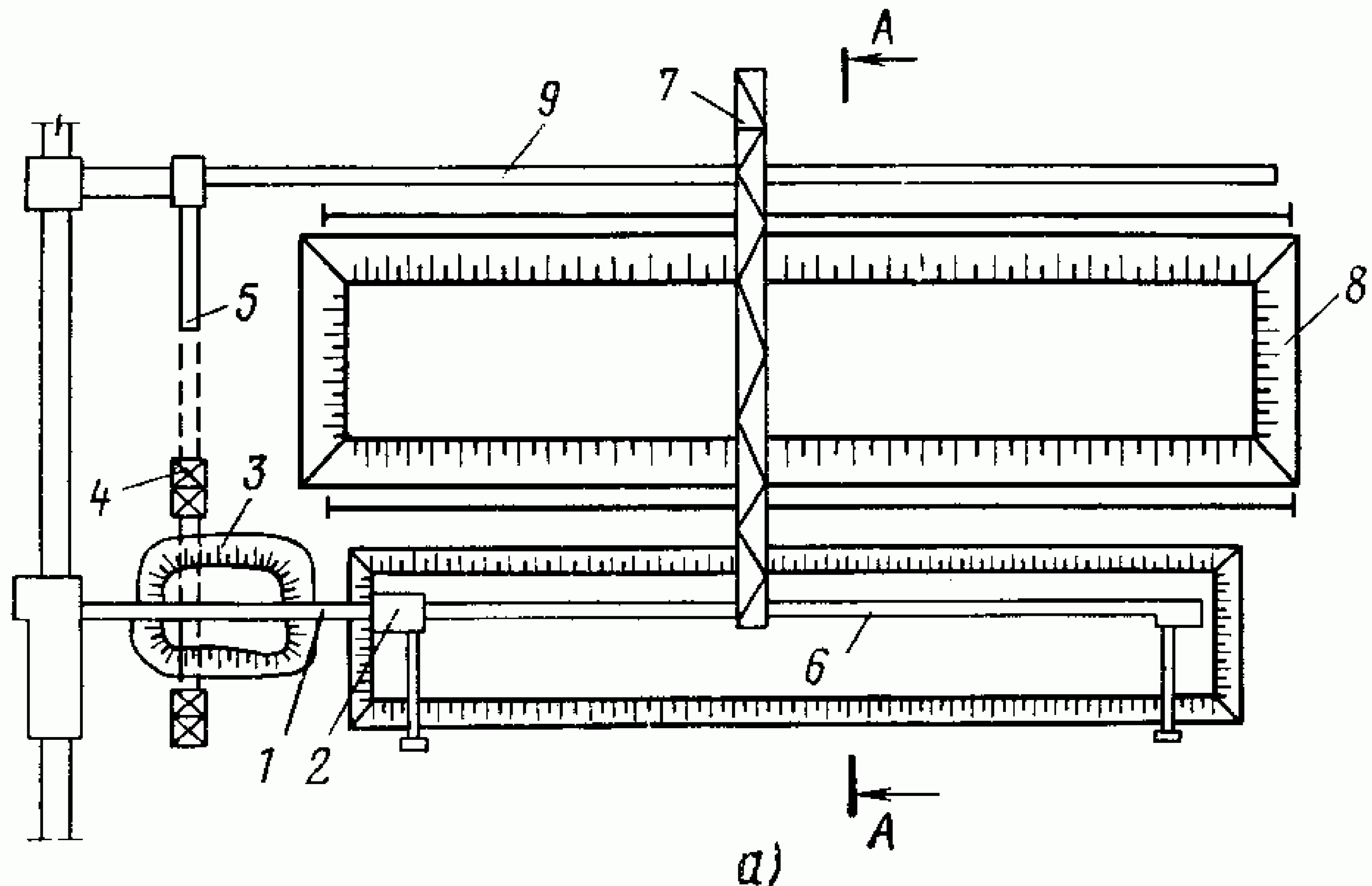
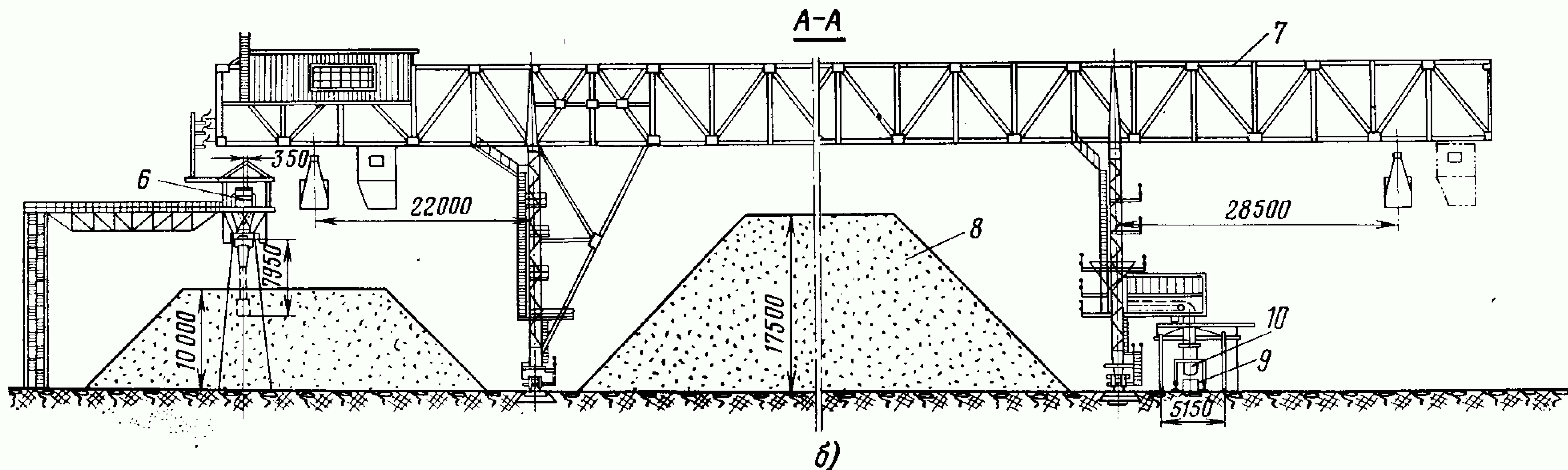


Рис. 19-12. Топливный склад, оборудованный мостовым краном-перегружателем.

а — план; *б* — разрез; *1* — конвейер № 1; *2* — узел пересыпки; *3* — расходный склад; *4* — подземные бункера; *5* — конвейер № 2; *6* — конвейер № 3; *7* — мостовой кран-перегружатель; *8* — резервный склад; *9* — конвейер № 4; *10* — рукав.



но ведется оперативное управление механизмами системы топливоподачи, начиная от питателей разгрузочных устройств и питателей топливного склада до конвейеров бункерной галереи в главном корпусе включительно;

2) *со щита дистанционного управления разгрузочного устройства* ведется управление вагоноопрокидывателем, дробильно-фрезерными машинами, питателями и механизмами по надвигу и откатке железнодорожных полувагонов.

На оперативной панели центрального щита размещаются мнемоническая схема технологических линий топливоподачи, ключи и кнопки управления, переключатели, лампы сигнализации положения механизмов и уровней топлива в бункерах, табло технологической сигнализации и контрольно-измерительные приборы.

Переключателями набирается технологическая схема, механизмы которой должны быть пущены. Затем проводится запуск от командоаппарата с предварительной проверкой правильности выбора пусковых механизмов по световой сигнализации. Пуск механизмов по набранной схеме ведется с последнего по ходу топлива конвейера в последовательности, обратной движению.

Запретные блокировки и технологические защиты механизмов топливоподачи исключают возникновение завалов в тракте, запрещая пуск при неправильно набранной схеме, и обеспечивают немедленную остановку всех предшествующих механизмов при аварийной остановке одного, при перегрузке электродвигателя, обрыве или пробуксовке конвейерной ленты и т. д.

Кроме блокировок и защит в тракте топливоподачи предусматривается *автоматизация* следующих технологических процессов и операций:

1) загрузка бункеров парогенераторов сбрасывающими устройствами конвейеров по сигналам от датчиков уровня топлива в бункерах;

2) остановка механизмов после прекращения подачи и полной разгрузки от топлива;

3) включение устройств для удаления из топлива посторонних металлических предметов по сигналам металлоискателей;

4) устранение завалов топлива в течках и коробах вибраторами, которые включаются от устройства, фиксирующего скопление топлива. Если завал не ликвидируется, то вибратор автоматически отключается и останавливается механизм, подающий топливо в течку.

ке и выдаче топлива со склада используют бульдозеры.

Со склада топливо подается конвейером № 4, расположенным в наземной галерее, идущей вдоль склада. Загрузка конвейера осуществляется через люки в кровле галереи пластинчатым питателем, который установлен на опоре перегружателя.

Склады с бульдозерами

При механизации складских операций бульдозерами на расходный и базисный склады топливо подается так же, как и в схеме при кранах-перегружателях. Формирование штабеля осуществляется только бульдозерами. Со склада топливо выдается бульдозерами через подземные бункера на конвейер, расположенный в подземной галерее.

Из всех описанных способов механизации складских операций наиболее перспективной является *комплексная механизация с штабелеукладчиком и роторным перегружателем,* вращающимися вокруг вертикальной оси центральной колонны, так как склады, оборудованные такими комплексами, имеют лучшие технико-экономические показатели.

19-9. УПРАВЛЕНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Управление механизмами топливоподачи централизовано и осуществляется с двух пунктов:

1) *с центрального щита управления* — дистанцион-

19-10. ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЗУТА

Электростанции, работающие на жидком топливе, используют в основном мазут и в редких случаях сырую нефть. В зависимости от плотности мазут условно делится на *легкий* и *тяжелый*.

Легким называется мазут, имеющий плотность 0,97 т/м³, условную вязкость $ВУ_{50}<20°$, содержание углерода 86—87% и водорода 12—13%. Тяжелый мазут имеет плотность выше 0,97 т/м³, условную вязкость $ВУ_{50}$ от 20 до 100° ВУ и выше, содержание углерода 87—88% и водорода 10,5—12%.

Одной из важнейших характеристик мазута является его *вязкость;* мазут различают по его условной вязкости, которую обозначают $ВУ_t$, где индекс t указывает температуру, при которой определена вязкость вискозиметром. *Условной вязкостью* называют отношение времени истечения из вискозиметра типа ВУ 200 мл испытуемого нефтяного топлива (мазута) ко времени истечения 200 мл дистиллированной воды при температуре 20°С, которое является постоянной величиной, называемой *водным числом* прибора. Значение этого отношения выражает число *условных градусов*.

Различают вязкость *динамическую* и *кинематическую*. Динамическая вязкость μ характеризует сопротивляемость жидкости скольжению или сдвигу. Единицей динамической вязкости является паскаль-секунда, обозначаемая Па·с *.

Единицей кинематической вязкости является квадратный метр на секунду, обозначается м²/с — это кинематическая вязкость среды плотностью 1 кг/м³, динамическая вязкость которой равна 1 Па·с.

Основным показателем для маркировки мазута принимают его вязкость. Числовые значения марок мазута 40, 100, 200 и т. д. соответствуют условной их вязкости (ВУ) 40, 100, 200 и т. д. при температуре 50°С. Для высоковязких мазутов, не обладающих при 50°С достаточной текучестью, вязкость определяют при более высокой температуре.

Вязкость мазута определяет выбор метода и продолжительность операций по его сливу, условия перекачки, а также оказывает влияние на гидравлическое сопротивление при транспорте по трубопроводам и др. Кроме того, от вязкости в значительной мере зависит скорость осаждения механических примесей при хранении и транспорте жидкого топлива, а также способность мазута отстаиваться от воды.

С изменением температуры вязкость мазута изменяется. При повышении температуры вязкость мазута резко понижается, а при температуре 75°С и выше изменяется мало.

Наиболее часто применяемый топочный мазут марки 100 при разных температурах имеет значения кинематической и условной вязкости, приведенные в табл. 19-10.

Таблица 19-10

Температура, °С	Вязкость	
	Кинематическая, мм²/с	Условная, °ВУ
50	800	100
70	200	27
95	55	7,5
130	17,5	2,5

При этом температура мазута 70°С поддерживается в резервуарах, 95°С в трубопроводах рециркуляции в мазутном хозяйстве, 130°С — перед механическими форсунками.

Еще одним важным показателем для мазута является *содержание серы.* В настоящее время основная масса мазута поступает на электростанции с заводов, перерабатывающих сернистую нефть. Мазут всех марок по содержанию серы делят: на *малосернистый* — содержание серы не более 0,5%, *сернистый* — содержание серы 0,6—1,0% и *многосернистый* — содержание серы 1,1—3,5%.

Удельная теплоемкость мазута растет с повышением температуры; так, для мазута марки 100 при 50°С она составляет 1,9 кДж/(кг×К), а при 100°С 2,1 кДж/(кг·К).

19-11. ДОСТАВКА МАЗУТА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Мазут доставляют на электростанции железнодорожным, водным, трубопроводным и автомобильным транспортом. Автомобильный транспорт применяется в некоторых случаях для доставки мазута на небольшие заводские и коммунальные электростанции и парогенераторные установки при сравнительно небольших расстояниях транспорта. Трубопроводный транспорт используется главным образом при расположении электростанции вблизи нефтеперерабатывающих заводов или магистральных мазутопроводов. Водная доставка обходится в 4—5 раз дешевле железнодорожной. Существенным недостатком водной доставки для большинства областей СССР является ее сезонность, что вызывает необходимость со-

* Паскаль-секунда — динамическая вязкость среды, касательное напряжение в которой при ламинарном течении и при разности скоростей слоев, находящихся на расстоянии 1 м по нормали к направлению скорости, составляющей 1 м/с, равно 1 Па.

здания на зимний период значительного запаса топлива непосредственно на электростанции. Поэтому водная доставка в отечественной практике применяется редко. Наибольшее распространение имеет железнодорожная доставка, которая длительное время будет иметь превалирующее значение; мазут марки 200 доставляется только по трубопроводам.

19-12. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МАЗУТНОГО ХОЗЯЙСТВА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Типы мазутного хозяйства

На электростанциях различают следующие типы мазутного хозяйства:

1) *основное* — мазут является основным видом сжигаемого топлива, газ сжигается как буферное топливо в периоды сезонных его избытков;

2) *резервное* — основное топливо — газ, мазут сжигается в периоды отсутствия газа, как правило, в зимние месяцы;

3) *аварийное* — основной и единственный вид топлива — газ, работа на мазуте предусматривается только при аварийном прекращении подачи газа;

4) *растопочное* — основным является твердое топливо, мазут служит для растопки и подсвечивания факела в топке.

Мазутное хозяйство современных электростанций, получающих мазут по железной дороге, включает следующие основные элементы: приемно-сливное устройство; мазутохранилище (мазутосклад), мазутонасосную и паромазутопроводы. Технологическая схема и план размещения сооружений мазутного хозяйства показаны на рис. 19-13 и 19-14.

При поступлении на электростанцию мазута по трубопроводам сооружения приемно-сливных устройств, как правило, не требуется.

Ниже приведено описание основных элементов мазутного хозяйства электростанции.

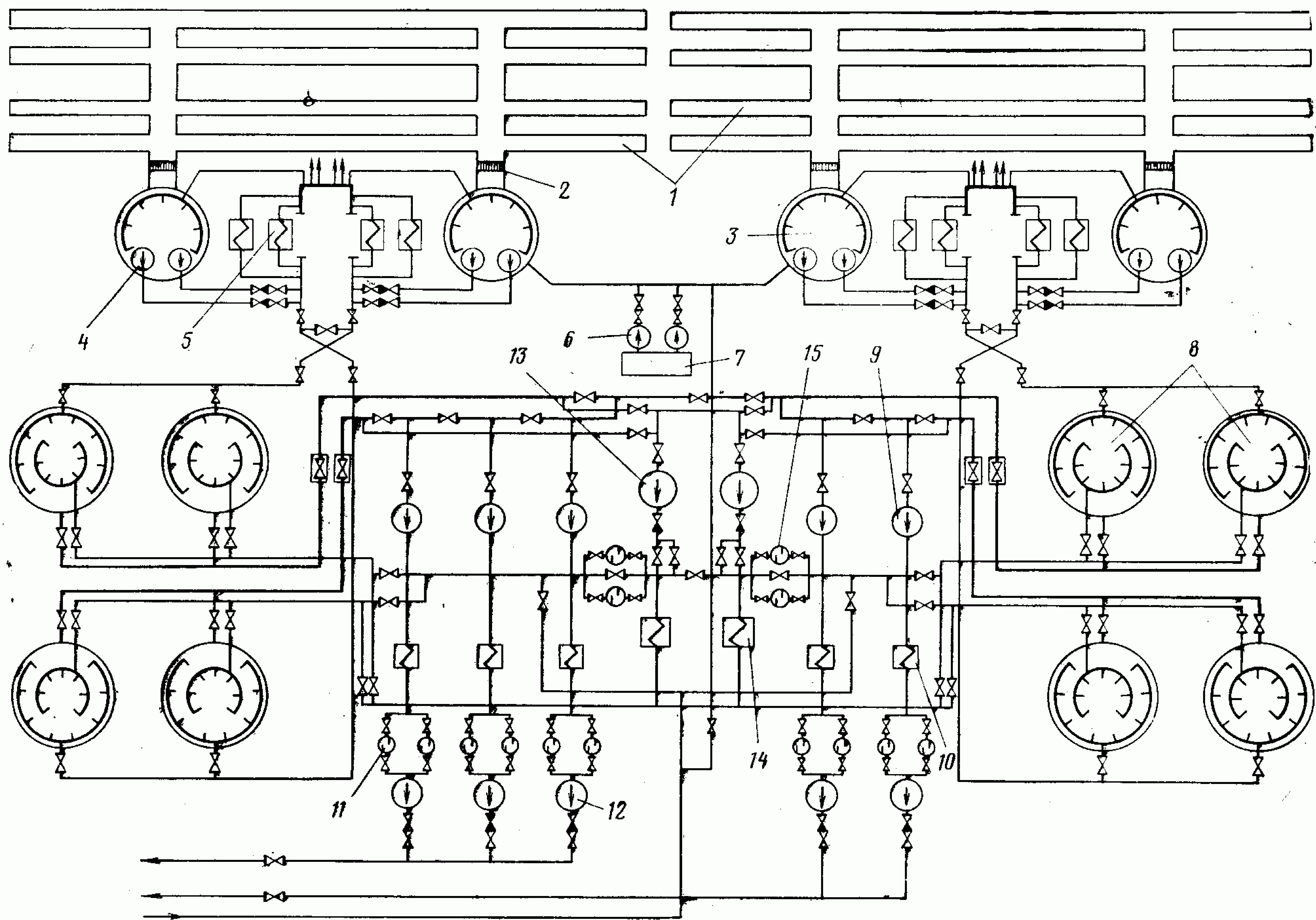


Рис. 19-13. Технологическая схема мазутного хозяйства.

1 — лотки приемно-сливного устройства; *2* — фильтр-сетки; *3* — приемные резервуары; *4* — перекачивающие насосы (погружные); *5* — подогреватели мазута на рециркуляцию в лотке; *6* — дренажные насосы; *7* — приямок дренажей; *8* — основные резервуары; *9* — насосы I подъема; *10* — подогреватели мазута основные; *11* — фильтры тонкой очистки; *12* — насосы II подъема; *13* — насосы рециркуляции; *14* — подогреватели мазута на рециркуляцию; *15* — фильтры очистки резервуаров.

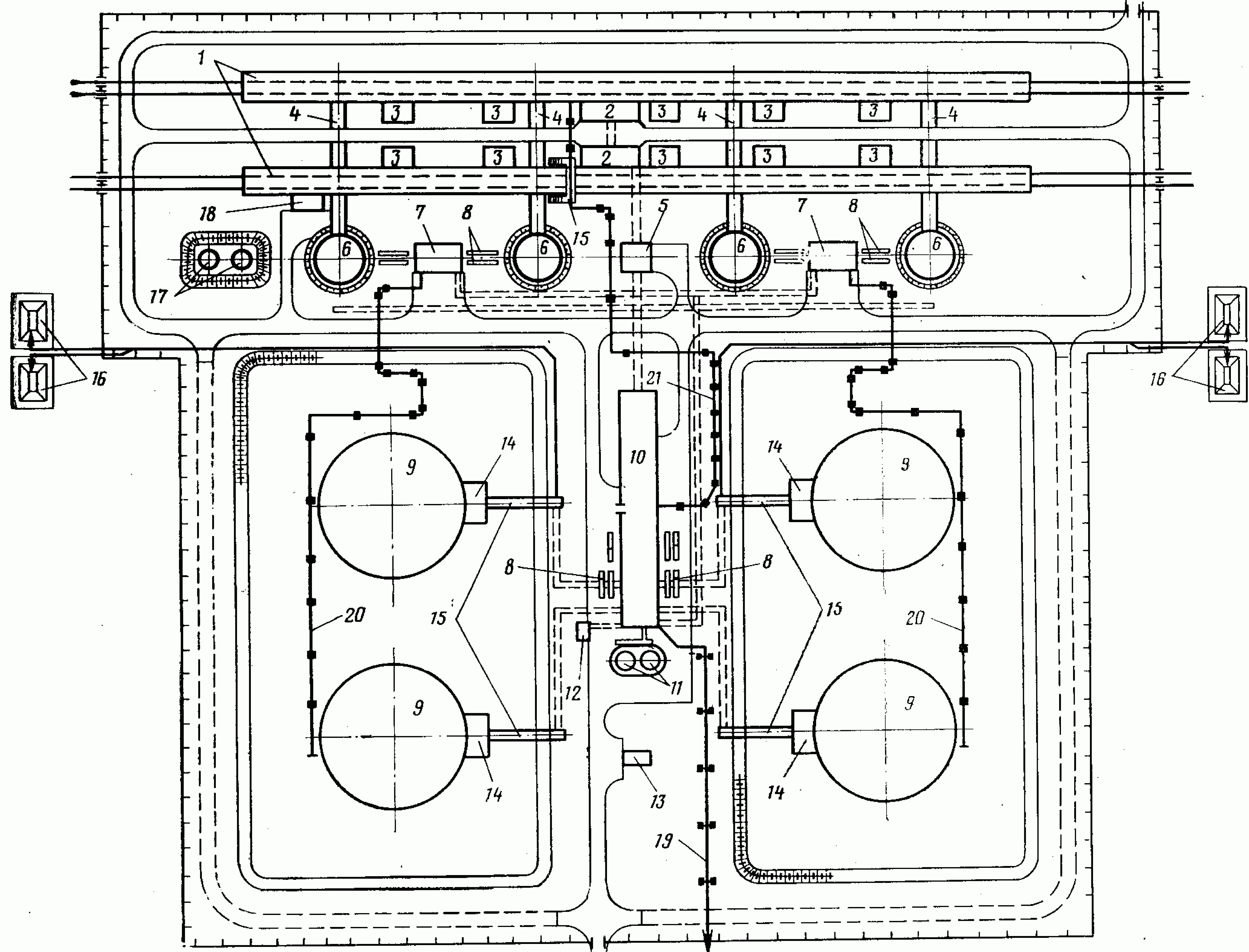


Рис. 19-14. План размещения сооружений мазутного хозяйства.

1 — помещения тепляка; *2* — помещения распредустройства; *3* — помещения для калорифера; *4* — отводящие лотки к приемным резервуарам; *5* — помещение щита управления сливом; *6* — приемные резервуары; *7* — помещения управления арматурой; *8* — подогреватели мазута; *9* — основные резервуары; *10* — мазутонасосная; *11* — баки сбора конденсата; *12* — дренажный приямок; *13* — склад противопожарного оборудования; *14* — помещения для установки арматуры; *15* — переходные мостики; *16* — отвалы для загрязненных остатков мазута; *17* — открытый склад хранения жидких присадок; *18* — насосная жидких присадок; *19* — эстакада паромазутопроводов к главному корпусу электростанции; *20* — эстакады мазутопроводов; *21* — эстакада паропроводов.

Приемно-сливное устройство

Приемно-сливное устройство предназначается для приема мазута в железнодорожных цистернах, разогрева, слива и перекачки мазута в резервуары-хранилища. Сооружения приемно-сливного устройства рассчитывают на прием цистерн грузоподъемностью 50, 60, 90 и 120 т.

Длина фронта разгрузки приемно-сливных устройств для основных мазутохозяйств принимается исходя из слива расчетного суточного расхода мазута, но не менее $1/3$ длины маршрута; для растопочных мазутохозяйств — обычно 50—100 м.

Для слива мазута требуется предварительный разогрев его в цистернах до температуры 60—70°С. При открытой разгрузке разогрев мазута осуществляется в обычных цистернах «открытым паром», возможно применение цистерн с «паровыми рубашками». При закрытой разгрузке разогрев мазута в обычных цистернах осуществляется в тепляке.

Продолжительность полного цикла обработки маршрута при разогреве цистерен «открытым паром» в зимнее время составляет 10 ч, в том числе время слива — 8 ч. При разогреве цистерн в тепляке (в соответствии с рекомендациями ВТИ) полный цикл обработки маршрута составляет 6—7 ч, в том числе время слива — 4 ч.

Разогрев цистерн в закрытом тепляке осуществляется излучением трубных экранов, обогреваемых паром, и конвекцией циркулиру-

ющего подогретого воздуха. При таком способе разогрева приток тепла к стенкам цистерн получается более интенсивным, благодаря этому значительно сокращается длительность разогрева. Разогрев цистерн в закрытом тепляке имеет существенные эксплуатационные преимущества: уменьшается загазованность и загрязнение территории мазутослива; улучшаются условия работы и сокращается количество обслуживающего персонала; отсутствует обводнение мазута (по сравнению с разогревом «открытым паром»), уменьшается количество перекачиваемого топлива для парогенераторов и увеличивается фактический запас мазута на электростанции примерно на 5%; уменьшается время разогрева цистерн и увеличивается оборачиваемость парка цистерн; сводятся до минимума потери пара и используется конденсат при сливе; уменьшается количество загрязненных мазутом ливневых стоков с территории мазутослива.

Слив мазута из цистерн осуществляется через нижний сливной прибор самотеком в межрельсовый сливной желоб (лоток), представляющий собой железобетонный короб.

Сливной желоб оборудуется паровыми подогревателями из труб диаметром 50 мм, располагаемых по его дну и стенкам.

Вдоль железнодорожных путей мазутослива сооружается эстакада с откидными мостиками для обслуживания цистерн (рис. 19-15).

Сливные желобы выполняют с уклоном 1—2% и в зависимости от способа разогрева и слива в них можно подавать горячий мазут (с температурой 90—95°С) на рециркуляцию для лучшего разогрева и разжижения сливаемого из цистерн мазута.

По сливным желобам мазут самотеком поступает в приемные резервуары — заглубленные железобетонные емкостью 600—1000 м³. Приемные резервуары снабжены секционными трубчатыми паровыми подогревателями для поддержания температуры мазута в них не ниже 70°С. Перед каждым приемным резервуаром устанавливается подъемная фильтр-сетка и сооружается огнепреградительный гидрозатвор.

На приемных резервуарах устанавливают погружные нефтяные насосы для перекачки мазута в основные резервуары мазутохранилища.

Мазутохранилище

Для хранения необходимого количества мазута на электростанции предусматривается мазутохранилище с металлическими или железобетонными резервуарами емкостью: для растопочных мазутохозяйств — 1000 и 2000 м³; для основных мазутохозяйств — при подаче мазута по трубопроводам 5000 м³, при подаче мазута железнодорожным транспортом 10 000, 20 000, 30 000 и 50 000 м³. Резервуары могут быть наземными или подземными. Обычно резервуары основных мазутохозяйств выполняют наземными с обсыпкой или обвалованием грунтом. Резервуары располагаются в виде отдельных групп; каждая группа резервуаров имеет общую обсыпку или обвалование грунтом. Резервуары растопочных мазутохозяйств обычно выполняют наземными с обвалованием.

Каждый резервуар оборудуется: устройствами для приема, подогрева и выдачи мазута; приборами для измерения уровня, отбора пробы мазута и др.

Каждая группа резервуаров имеет следующие общие магистрали: напорную мазутную от перекачивающих насосов; всасывающую мазутную, по которой мазут поступает к мазутонасосной; рециркуляции мазута; паровые и конденсатные. Рециркуляцию мазута предусматривают для предотвращения его расслоения и для циркуляционного подогрева мазута в резервуарах. Перемешиванию мазута в резервуарах мазутохранилища способствует

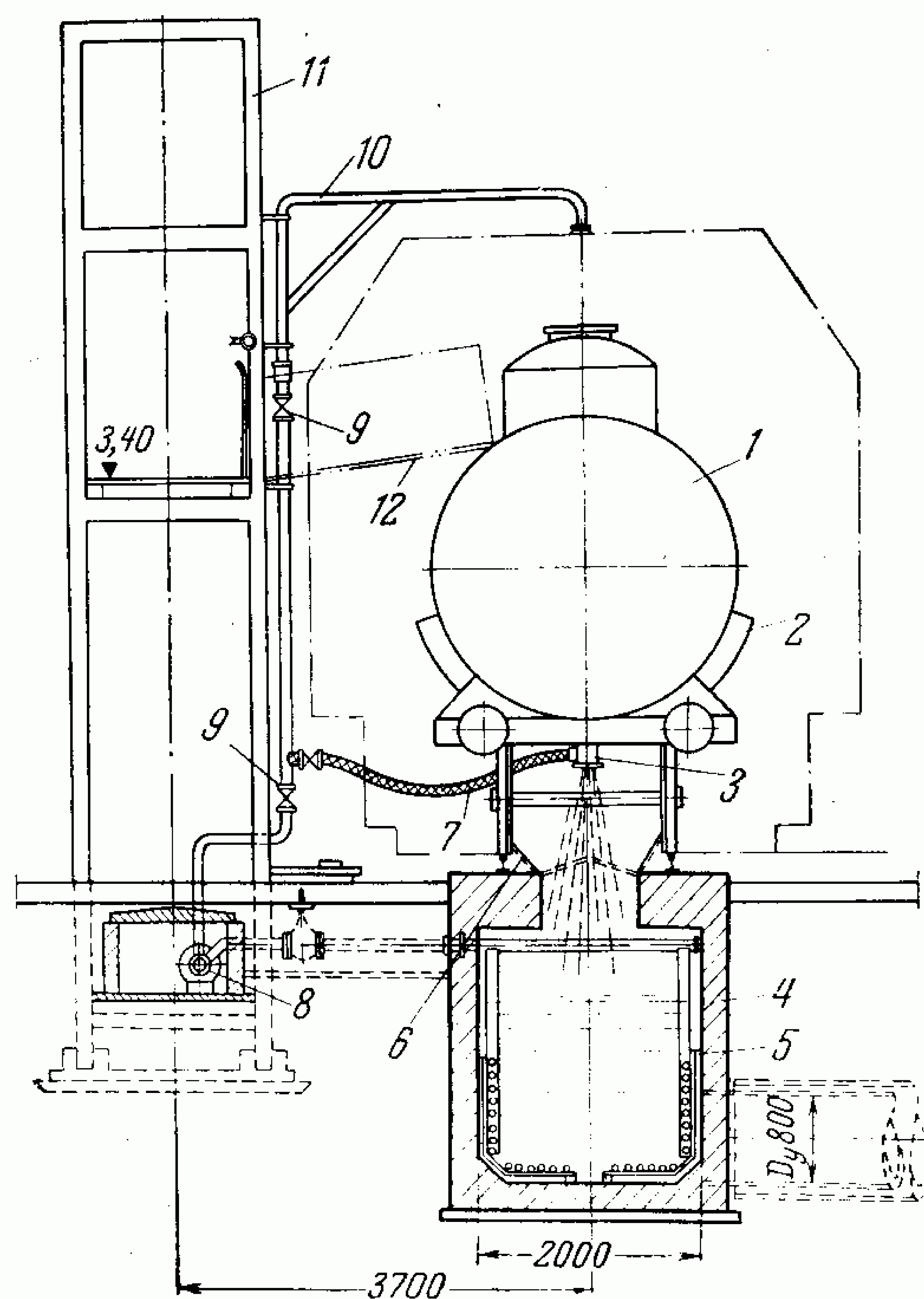


Рис. 19-15. Сливное устройство.

1 — железнодорожная цистерна; 2, 3 — сливной прибор; 4 — межрельсовый сливной желоб (лоток); 5 — трубчатые подогреватели; 6 — металлические крышки желоба; 7 — паровой шланг; 8 — паропровод; 9 — запорные вентили; 10 — поворотная колонка для присоединения шланга при разогреве мазута «открытым паром»; 11 — эстакада; 12 — перекидной мостик.

также подача его из приемных резервуаров перекачивающими погружными насосами в нижнюю часть резервуара через сопла под давлением. Отстой мазута в резервуарах не предусматривается.

В целях интенсификации разогрева мазута предусматривается подвод в резервуар «горячего» мазута к заборному патрубку и секционный трубчатый паровой подогреватель.

Для осмотра резервуара на его перекрытии расположены смотровые люки; предусматривается также установка измерительных и контрольных приборов.

Для сообщения газового пространства резервуара с атмосферой на его перекрытии имеются вентиляционные патрубки. На перекрытии резервуара устанавливают также дыхательный клапан, предохранительный клапан и огневой преградитель.

Загрязненная мазутом вода из нижней части резервуаров основного и растопочного мазутохозяйства отводится в работающий резервуар, приемную емкость или на очистные сооружения.

Склад мазута растопочного мазутохозяйства можно выполнять совмещенным со складом масла и горюче-смазочных материалов.

Для тракторов топливного хозяйства пылеугольных электростанций предусматривается склад горюче-смазочных материалов, включающий два подземных резервуара: один емкостью 75 м^3 для дизельного топлива и один емкостью 3 м^3 для бензина.

Емкость мазутохранилищ для электростанций, у которых мазут является основным, резервным или аварийным топливом, принимается согласно данным табл. 19-11.

Емкость мазутохранилищ растопочных мазутохозяйств электростанций принимается для электростанций на твердом топливе с общей производительностью парогенераторов: 4000 т/ч и более — три резервуара по 2000 м^3; менее 4000 т/ч — три резервуара по 1000 м^3.

Таблица 19-11

Наименование мазутохозяйства	Расчетная емкость мазутохранилища, обеспечивающая запас на
Основное — для электростанций на мазуте, при доставке по железной дороге	15-суточный расход
Основное — для электростанций на мазуте, при подаче по трубопроводам	3-суточный расход
Резервное — для электростанций на газе	10-суточный расход при полной мощности электростанции
Аварийное — для электростанций на газе	5-суточный расход при полной мощности электростанции
Для пиковых водогрейных котлов	10-суточный расход, подсчитанный исходя из средней температуры за самый холодный месяц

Мазутонасосная

Для подготовки мазута к сжиганию и подачи его к парогенераторам сооружается мазутонасосная, в которой размещается оборудование для разогрева и подачи мазута в парогенераторное помещение электростанции.

В зависимости от требуемого давления мазута перед форсунками парогенераторов принимается одно- или двухступенчатая схема подачи мазута.

Мазутонасосная для подачи мазута в парогенераторное помещение мощной электростанции представляет собой одноэтажное здание, включающее: насосное отделение, помещение щита управления, распределительный электрический щит, камеры трансформаторов, вентиляционные установки и бытовые помещения (рис. 19-16).

Насосное отделение имеет две отметки обслуживания. В заглубленной его части (на отметке — 2,10 м) размещают мазутные насосы I подъема, насосы рециркуляции мазута, конденсатные, дренажные и загрязненных мазутом дренажей. На отметке 0,00 м размещают мазутные насосы II подъема, фильтры тонкой очистки мазута, бак и насос щелочного раствора для промывки подогревателей.

Снаружи вдоль стен и торца мазутонасосной размещают подогреватели мазута, фильтры очистки резервуаров, резервуары для сбора конденсата, расширитель, мазутоловушку, приямок дренажей и бак загрязненных мазутом дренажей.

Паромазутопроводы и конденсатопроводы прокладывают на эстакадах или в каналах. Все мазутопроводы, прокладываемые на открытом воздухе и в холодных помещениях, имеют паровые или другие обогревающие спутники в общей с ними изоляции. На мазутопроводах применяется только стальная арматура с нержавеющими уплотняющими поверхностями.

Для разогрева мазута в подогревателях, в резервуарах мазутосклада и приемной емкости, в сливных каналах и в цистернах используется пар давлением 0,8—1,3 МПа с температурой 200—250°С. Конденсат пара подвергается контролю, очистке от мазута и используется в цикле электростанции.

Температура мазута в парогенераторном помещении 125—135°С соответствует его вязкости не более 2,5° ВУ.

На мазутное хозяйство ГРЭС мощностью 2400 МВт общий расход пара (в зимний пе-

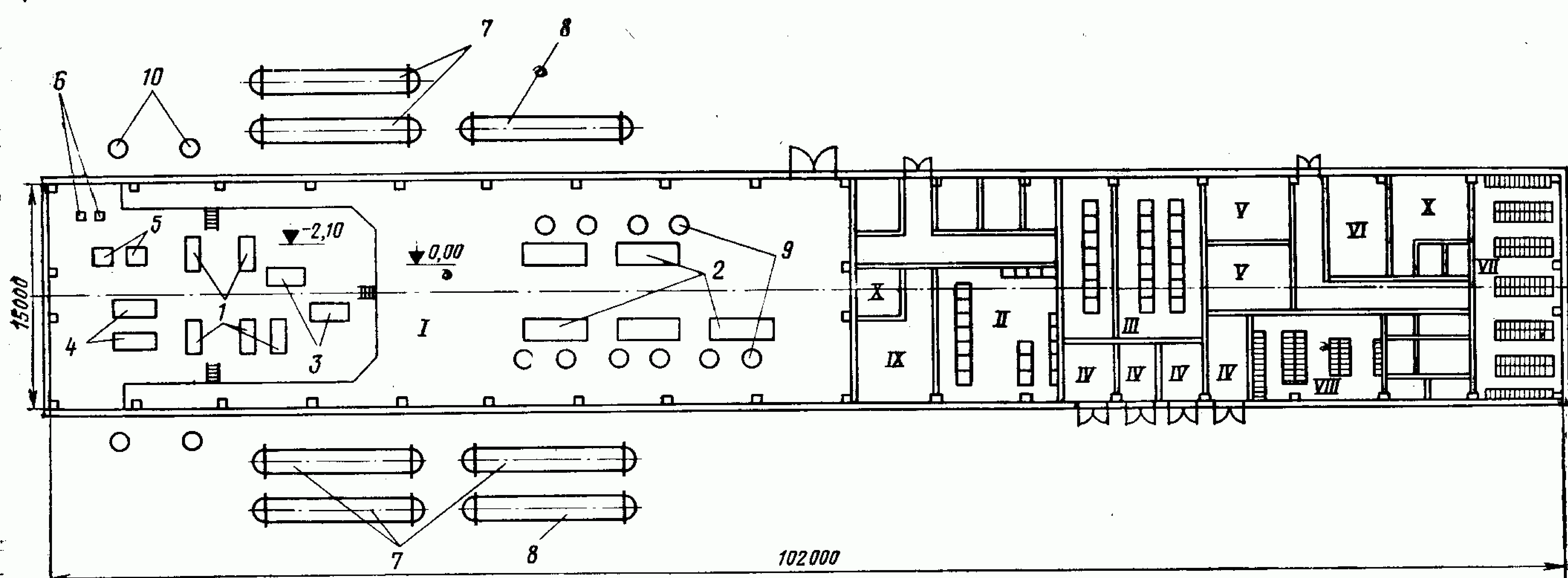


Рис. 19-16. Мазутонасосная.

I — насосное отделение; *II* — помещение щита управления; *III* — распределительное устройство; *IV* — камеры трансформаторов; *V* — комнаты отдыха и принятия пищи; *VI* — сушилка; *VII* — мужской гардероб; *VIII* — женский гардероб; *IX* — лаборатория; *X* — вентиляционные камеры; *1* — насосы I подъема; *2* — насосы II подъема; *3* — насосы рециркуляции; *4* — насосы подачи конденсата в главный корпус; *5* — насосы загрязненных мазутом дренажей; *6* — дренажные насосы; *7* — подогреватели мазута основные; *8* — подогреватели мазута на рециркуляцию; *9* — фильтры тонкой очистки; *10* — фильтры очистки резервуаров.

риод) составляет примерно 200 т/ч, в том числе: на разогрев, слив мазута из цистерн и их пропарку 90 т/ч; на подогреватели мазута основные 40 т/ч, рециркуляции 30 т/ч; на резервуары мазутохранилища, промежуточные емкости и обогревающие спутники 40 т/ч.

В мазутных хозяйствах тепловых электростанций применяют нефтяные насосы с характеристиками в следующих пределах: погружные — производительностью 600 м³/ч, напором 0,65 МПа, мощностью 160 кВт; низконапорные — производительностью 40—400 м³/ч, напором 0,60—2,15 МПа, мощностью 75—125 кВт; высоконапорные — производительностью 70—300 м³/ч, напором 3,55—7,4 МПа, мощностью 160—500 кВт.

Подогреватели мазута применяют на рабочее давление мазута 1 МПа — площадью поверхности нагрева 200—400 м², производительностью 60—240 т/ч; на рабочее давление мазута 4 МПа — площадью поверхности нагрева 30—100 м², производительностью 15—30 т/ч.

Применение жидких присадок

На электростанциях предусматривается ввод жидкой присадки в мазут с целью снижения и разрыхления отложений на поверхностях нагрева парогенераторов. Применяется жидкая присадка ВНИИНП-106, предложенная ЦКТИ.

Опыт эксплуатации электростанций с этими присадками показал, что ввод их, кроме того, улучшает процесс горения вследствие более тонкого распыления мазута.

Жидкая присадка доставляется на электростанции в железнодорожных цистернах, из которых перекачивается на склад насосом.

Присадка хранится при температуре не ниже +5°С. Обычно в эксплуатации температура жидкой присадки поддерживается от +20 до +50°С. Для поддержания этой температуры в резервуарах предусматриваются циркуляционное перемешивание и подогрев, присадка подогревается в поверхностных подогревателях паром 0,6 МПа.

Со склада присадка подается насосами-дозаторами в приемные мазутные резервуары на всас перекачивающих насосов.

Температура жидкой присадки при вводе ее в мазут не ниже 50°С. Расход жидкой присадки принимается в количестве 0,2% расхода мазута.

Более рациональной является централизованная обработка мазута на нефтеперерабатывающем заводе (НПЗ); тогда мелкие индивидуальные хозяйства жидких присадок отдельных электростанций заменяются крупным хозяйством на НПЗ.

19-13. ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

В мазутных хозяйствах мощных электростанций предусматривается пожаротушение воздушно-механической пеной средней кратности (порядка 80—100).

На мазутном хозяйстве имеется система пенотушения, которая обеспечивает пожаротушение в мазутонасосной, резервуарах мазутохранилища и на площадке мазутного хозяйства. Пенный раствор подается насосными установками, расположенными на территории мазутного хозяйства в отдельном теплом помещении. Насосы забирают готовый 4—6%-ный водный раствор пенообразователя из резервуаров, располагаемых около насосных. Пенный раствор от насосных установок подается в сеть пенотушения и к стационарно установленным на металлических резервуарах пеногенераторам. Пожаротушение железобетонных обсыпанных землей резервуаров осуществляется переносными пеногенераторами, присоединяемыми к сети пенотушения шлангами.

19-14. УПРАВЛЕНИЕ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И КОНТРОЛЬ МАЗУТНОГО ХОЗЯЙСТВА

Основной объем технологического контроля, автоматического регулирования, управления и сигнализации сосредоточен на щитах управления мазутонасосной и мазутослива.

Щит управления мазутонасосной (ЩУМ) располагается в отдельном помещении в здании мазутонасосной. С этого щита осуществляются контроль и управление механизмами, регулирующей и запорной арматурой мазутонасосной. Контроль технологических параметров осуществляется приборами, расположенными на панелях ЩУМ.

Работа мазутонасосной в нормальных эксплуатационных условиях автоматизирована и не требует обслуживающего персонала. В случае нарушения нормальной работы мазутонасосной на центральный щит управления электростанции подается обобщенный сигнал «Неисправность мазутонасосной», расшифровка которого осуществляется на ЩУМ.

Щит управления сливом (ЩУС) размещается в отдельном помещении на территории приемно-сливного устройства.

На этом щите размещаются приборы указателей положения уровня в приемных емкостях, дублирующие приборы контроля уровня в основных резервуарах мазутохранилища, а также аппараты управления механизмами и арматурой сливного хозяйства.

19-15. ГАЗОВОЕ ХОЗЯЙСТВО

Газ поступает на электростанцию от магистрального газопровода или от газораспределительной станции (ГРС) с давлением 0,7—1,3 МПа по одной линии подземного трубопровода. Для снижения давления газа у форсунок парогенераторов до 0,13—0,2 МПа предусматривается его дросселирование в газорегулирующем пункте (ГРП). Дросселирование возможно в одну или две ступени в зависимости от общего перепада давления газа. Ввиду резкого шума при дросселировании газа ГРП обычно размещают в отдельном здании на территории электростанции.

Производительность ГРП на электростанциях, работающих на газовом топливе в качестве основного, рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими парогенераторами. Производительность ГРП на электростанции, сжигающей газ в качестве буферного топлива, определяется по требуемому количеству газа для летнего режима.

На газомазутных электростанциях мощностью КЭС до 1200 и ТЭЦ до 900 МВт можно сооружать один ГРП. При больших мощностях сооружаются соответственно два или более ГРП.

В каждом ГРП предусматривается одна резервная установка, регулирующая давление газа.

Прокладка всех газопроводов в пределах ГРП и до парогенераторов выполняется наземной.

Подвод газа от каждого ГРП к магистрали парогенератрного отделения и от магистрали к парогенераторам не резервируется и осуществляется по одной линии.

Арматуру на основных газопроводах устанавливают только стальную.

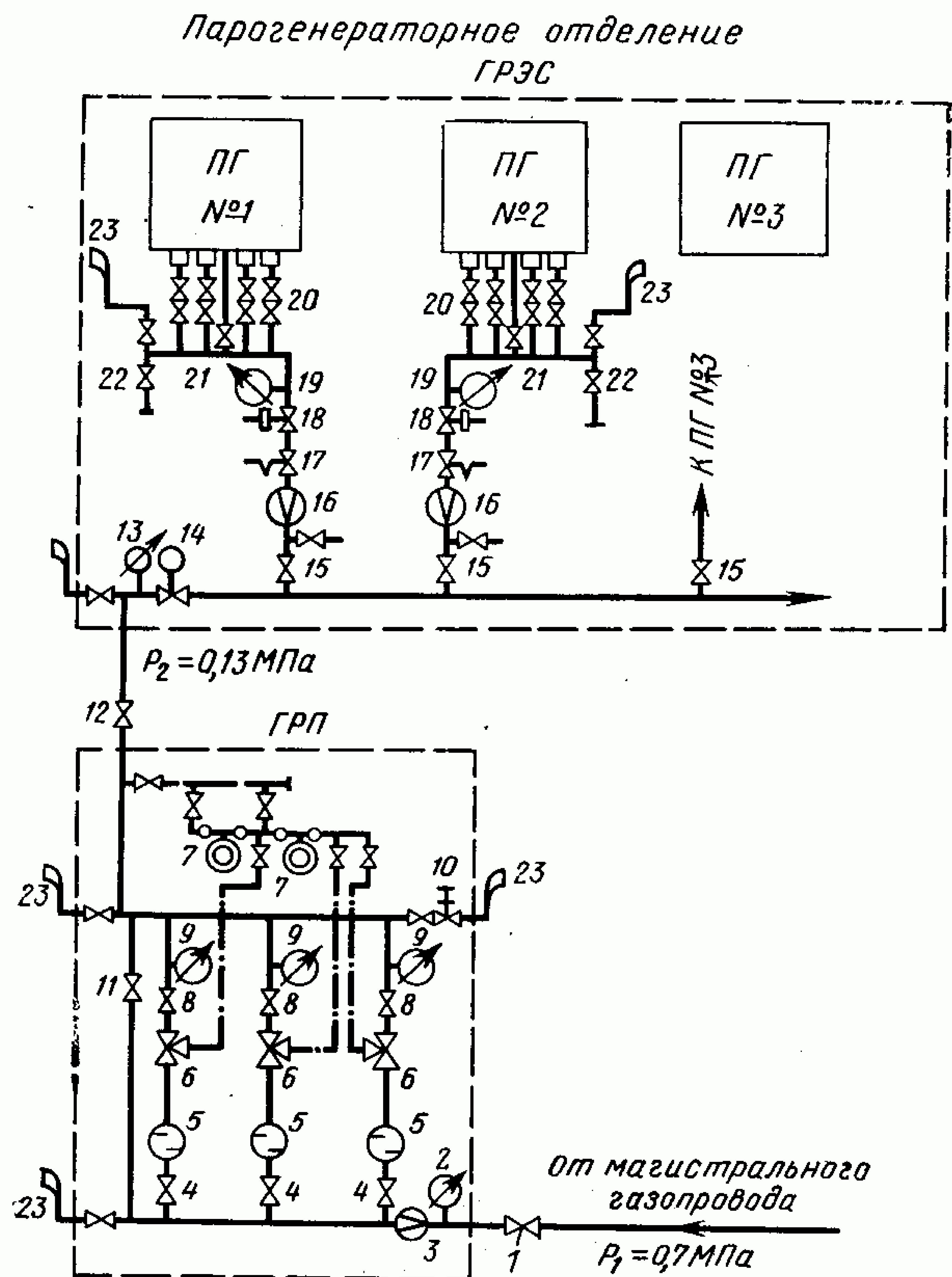


Рис. 19-17. Схема газоснабжения электростанции.

1, 4, 8, 12, 14, 15 — задвижки; *2, 9, 13, 19* — манометры; *3, 16* — диафрагмы расходомеров; *5* — фильтры; *6* — регулирующие клапаны; *7* — командные аппараты регулирующих клапанов: *10* — предохранительный клапан; *11* — задвижка на байпасе; *17* — регуляторы расхода газа; *18* — импульсные отсекающие клапаны; *20* — задвижки перед форсунками; *21* — запальники; *22* — дренаж; *23* — продувочные свечи.

Принципиальная схема газоснабжения электростанции показана на рис. 19-17.

Для очистки газа от механических примесей перед регулирующими клапанами имеются фильтры. Давление газа при входе в ГРП и после регулирующих клапанов контролируется манометрами. Количество газа, подаваемого в ГРП, регистрируется расходомером.

На газопроводах перед и после ГРП применяют задвижки с электроприводом. Для предотвращения повышения давления за регулирующими клапанами выше допустимого устанавливают предохранительный клапан.

На газопроводе к каждому парогенератору имеются: запорная задвижка, шайба расходомера, регулятор расхода газа, импульсный отсекающий быстродействующий клапан, работающий автоматически в зависимости от падения давления воздуха у горелок до заданного значения, а также при остановке электродвигателя дутьевого вентилятора или дымососа. Регулятор расхода газа управляется исполнительным механизмом системы автоматики

горения по двум импульсам: давлению пара в парогенераторе и перепаду давления на диафрагме паромера. Для продувки газопроводов имеются продувочные свечи с плотными запорными устройствами.

Наружный газопровод от ГРП до парогенераторного отделения прокладывается на эстакаде. Температурные удлинения воспринимаются компенсаторами. Газопровод покрывается тепловой изоляцией.

Расход газа, поступающего на электростанцию, измеряется в м³/ч при нормальных условиях дроссельными самопишущими газомерами, устанавливаемыми на общей магистрали парогенераторного отделения, а также на газопроводе к каждому парогенератору.

ГЛАВА ДВАДЦАТАЯ

ОЧИСТКА И ОТВОД В АТМОСФЕРУ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

20-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Через дымовые трубы электростанций в атмосферу поступают: летучая зола и частицы недогоревшего пылевидного топлива (унос), сернистый и серный ангидрид, окислы азота и газообразные продукты неполного сгорания, а при сжигании мазута, кроме того, соединения ванадия, соли натрия, коксик и частицы сажи, удаляемые с поверхностей нагрева при их обдувке. В золе некоторых видов топлива содержатся также мышьяк, свободная двуокись кремния, свободная окись кальция и др.

При сжигании природного газа выброс окислов азота является единственным, но весьма существенным загрязнителем атмосферы.

В США в 1968 г. от сжигания на электростанциях и в котельных угля, природного газа, нефти выброс в атмосферу окислов азота составил окол 6 млн. т; выброс сернистого ангидрида электростанциями составил в 1970 г. около 19 млн. т. В СССР в 1970 г. выброс золы, пыли и сажи от основных электростанций составил около 8 млн. т и окислов серы около 11 млн. т. Парогенератор производительностью 950 т/ч на АШ выбрасывает в атмосферу около 60 т окислов азота в сутки.

Примеси, заключающиеся в дымовых газах, загрязняя атмосферный воздух, оказывают при определенных концентрациях весьма вредное влияние на человеческий организм и растительный мир, а также увеличивают износ механизмов, интенсифицируют процессы коррозии металлов, разрушающе действуют на строительные конструкции зданий и сооружений.

Главной санитарной инспекцией СССР утверждена норма предельно допустимых концентраций (ПДК) основных выбросов, загрязняющих атмосферу отходящими газами предприятий в атмосферном воздухе на уровне дыхания человека (табл. 20-1).

Предельно допустимой признана такая концентрация, которая не оказывает на человека прямого или косвенного вредного и неприятного действия, не снижает работоспособности, не влияет на его самочувствие или настроение. При косвенном действии учитывалось влияние вредных веществ на микроклимат и зеленые насаждения.

Таблица 20-1

Наименование вещества	Предельно допустимые концентрации, мг/м³	
	максимальные разовые	среднесуточные
Зола и пыль	0,5	0,15
Сажа	0,15	0,05
Окись углерода (CO)	3,0	1,0
Двуокись азота (NO_2)	0,085	0,085
Двуокись серы (SO_2)	0,5	0,05
Пятиокись ванадия (V_2O_5)	—	0,002

При совместном наличии в выбросах ТЭС сернистого ангидрида и окислов азота их комбинированное действие рассчитывается с учетом влияния обоих компонентов. Общая концентрация их смеси, выраженная в долях ПДК каждого при изолированном их действии, согласно требованиям санитарных органов не должна превышать 1:

$$\frac{C_{SO_2}}{ПДК_{SO_2}}+\frac{C_{NO_x}}{ПДК_{NO_x}}\leqslant 1, \qquad (20\text{-}1)$$

где C_{S_2O} и C_{NO_x} — соответственно концентрации сернистого ангидрида и окислов азота; $ПДК_{SO_2}$ и $ПДК_{NO_x}$ — соответственно предельно допустимые их концентрации.

Для объективного сравнения различных энергетических топлив в отношении загрязнения продуктами их сгорания воздушного бассейна во ВТИ подсчитан обобщающий показатель, представляющий собой сумму частных показателей вредности каждой загрязняющей примеси с учетом ее токсичности, определяемой соответствующими значениями ПДК.

При этом принят ряд допущений в отношении степени очистки дымовых газов от золы, концентрации SO_2, ванадия и др.

В табл. 20-2 приведены извлечения из составленной во ВТИ таблицы.

Таким образом, например, при сжигании высокосернистого мазута суммарный выброс в атмосферу окислов серы, азота и ванадия вызывает особенно значительное загрязнение воздушного бассейна.

Таблица 20-2

Топливо	Относительные величины слагаемых общей вредности дымовых газов энергетических топлив				Суммарная вредность
	Зола	SO_2	NO_2	V_2O_5	
Природный газ	—	—	4,07	—	4,07
Кузнецкий уголь	0,26	1,82	6,66	—	8,74
Мазут, $S^p = 0,5\%$	—	0,76	6,41	1,91	9,08
Донецкий АШ	0,46	3,71	6,90	—	11,07
Назаровский уголь	0,33	3,87	7,56	—	11,76
Мазут, $S^p = 1,0\%$	—	1,53	6,41	3,82	11,76
Донецкий Т	0,38	5,48	6,86	—	12,72
Сланец эстонский	2,59	8,57	8,16	—	19,32
Мазут, $S^p = 2,5\%$	—	3,82	6,41	9,54	19,77
Подмосковный уголь	1,12	14,58	7,26	—	22,96
Мазут, $S^p = 3,5\%$	—	5,34	6,41	13,36	25,11

Для защиты населения от вредных выбросов по правилам, предписываемым санитарными нормами, при проектировании электростанций предусматривается отделение их от жилых районов санитарно-защитными зонами, протяженность которых определяется количеством выбросов (золы, окислов серы и азота) и розой ветров так, чтобы концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе не превышала допустимой (ПДК).

В СССР в настоящее время электростанции проектируют и сооружают с соблюдением указанных требований.

Это обеспечивается на электростанциях, сжигающих пылевидное топливо, установкой эффективных золоуловителей и сооружением дымовых труб большой высоты, создающих более благоприятные условия для рассеивания дымовых газов, включая и рассеивание окислов серы и азота. На электростанциях, работающих на жидком топливе, основным мероприятием является сооружение высоких дымовых труб.

Тип золоуловителей и высоту дымовых труб выбирают в соответствии с расчетом рассеивания в атмосфере выбросов из дымовых труб.

Дополнительные трудности в обеспечении приемлемых концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе возникают при строительстве электростанций (ТЭЦ) в районах с развитой промышленностью или в крупных городах, где *фоновые* концентрации одноименных загрязняющих веществ уже близки к предельно допустимым значениям (см. стр. 346). В этих случаях благотворное влияние оказывает широкое развитие теплофикации в СССР, благодаря чему взамен большого числа мелких котельных, не имеющих устройств для очистки выбрасываемых дымовых газов, сооружают мощные теплоэлектроцентрали, которые размещают при использовании сернистого и многозольного топлива на значительном расстоянии от жилых кварталов и промышленных предприятий. На этих ТЭЦ устанавливают совершенное энергетическое оборудование, применяют наиболее эффективные золоулавливающие устройства и сооружают высокие дымовые трубы.

20-2. ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЗОЛЫ

На работу золоулавливающих установок оказывают влияние следующие характеристики золы.

Дисперсность. О дисперсности летучей золы, полученной при сжигании некоторых углей в пылевидном состоянии (по материалам ВТИ и ЦКТИ), можно судить по данным табл. 20-3.

Слипаемость. Способность золы слипаться и налипать на стенки золоулавливающих аппаратов и газоходов, оказывающая большое влияние на надежность их работы, зависит от свойств образующего ее материала, от ее влажности, крупности, температуры и других факторов.

Сыпучесть. От свойств золы, формы и размера частиц, влажности и других факторов зависит также ее сыпучесть, которая характеризуется углом естественного откоса 40—50°, коэффициентом трения о сталь 0,47—0,84 и о бетон 0,84—1,00 (нижний предел — при движении, верхний — в покое).

Плотность золы, кг/м³, различных углей составляет 1,9—2,9 (кажущаяся) и 0,4—1,1 (насыпная).

Абразивность золы изменяется в широких пределах.

Удельное электрическое сопротивление слоя золы зависит от вида топлива, темпера-

Таблица 20-3

Топливо	Полный остаток, %, для частиц размером, мкм									
	>0	>5	>10	>20	>30	>40	>50	>60	>80	>100
АШ	100	—	73	51	38	30	24	15	—	—
Кузнецкий тощий уголь	100	88	69	38	29	23	18	13	8	5
Подмосковный уголь	100	90	71	48	34	26	19	14	5	2
Канский уголь	100	95	88	66	47	34	24	18	9	6

туры и влажности газов и некоторых других факторов. Его критическое значение, выше которого работа электрофильтра резко ухудшается, составляет примерно $2 \cdot 10^8$ Ом·м. При значениях удельного электрического сопротивления ниже $10-10^2$ Ом·м частицы быстро теряют заряд, полученный от коронирующих электродов, и затем приобретают заряд осадительных электродов, что часто приводит к увеличению вторичного уноса.

Таблица 20-4

Тип топки	Вид сжигаемого топлива	Доля золы, уносимой газами
Камерные с удалением шлака в твердом состоянии	АШ, ПА, Т, каменные и бурые угли, фрезерный торф, сланцы	0,95
Камерные с удалением шлака в жидком состоянии[1]	АШ и ПА Тощие угли Каменные угли Бурые угли	0,85/0,85 0,80/0,80 0,80/0,7—0,8 0,7—0,8/0,6—0,7
Двухкамерные	Каменные и бурые угли	0,50—0,60
Циклонные горизонтальные	Каменные и бурые угли	0,10—0,15

[1] В числителе — для открытых, в знаменателе — для полуоткрытых топок.

Количество летучей золы, получающейся при сжигании различных видов топлива в камерных топках, ориентировочно можно определить по данным табл. 20-4.

20-3. АППАРАТЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ОТ ЗОЛЫ

Рассмотрим типы золоуловителей, устанавливаемые на современных крупных электростанциях в качестве самостоятельных или предвключенных аппаратов при комбинированных устройствах.

Батарейные циклоны

Золоулавливающий аппарат, состоящий из большого числа циклонов небольшого диаметра (150—250 мм), смонтированных в одном корпусе (рис. 20-1), называют *батарейным* циклоном. Аппарат разделяется верхней и нижней опорными решетками на три части — входную или газораспределительную камеру, камеру очищенных газов и золовой бункер.

Элементы этого аппарата инерционного типа — единичные циклоны — показаны на рис. 20-2. Запыленные дымовые газы по подводящему газоходу поступают во входную камеру батарейного циклона и распределяются по расположенным в ней единичным циклонам. Благодаря направляющим аппаратам, установленным на единичных циклонах, дымовые газы закручиваются и движутся вниз по спирали. Частицы уноса, содержащиеся в дымовых газах, под действием центробежной силы отжимаются к стенкам корпуса и выносятся в бункер, где и оседают. Поток очищенных газов направляется вверх и через выхлопные трубы попадает в камеру очищенных газов и по отводящему газоходу поступает к дымососу.

Коэффициент очистки батарейного циклона

$$\eta = G_{\text{ул}}/G_{\text{вх}},$$

где $G_{\text{ул}}$ — количество пыли уловленной, а $G_{\text{вх}}$ — поступившей в аппарат, зависит от скорости газов в единичных циклонах, размера частиц золы и их плотности, влажности и температуры газов, диаметра циклонных элементов, правильного распределения газов по элементам, присоса воздуха, своевременности удаления уловленной золы. Степень очистки

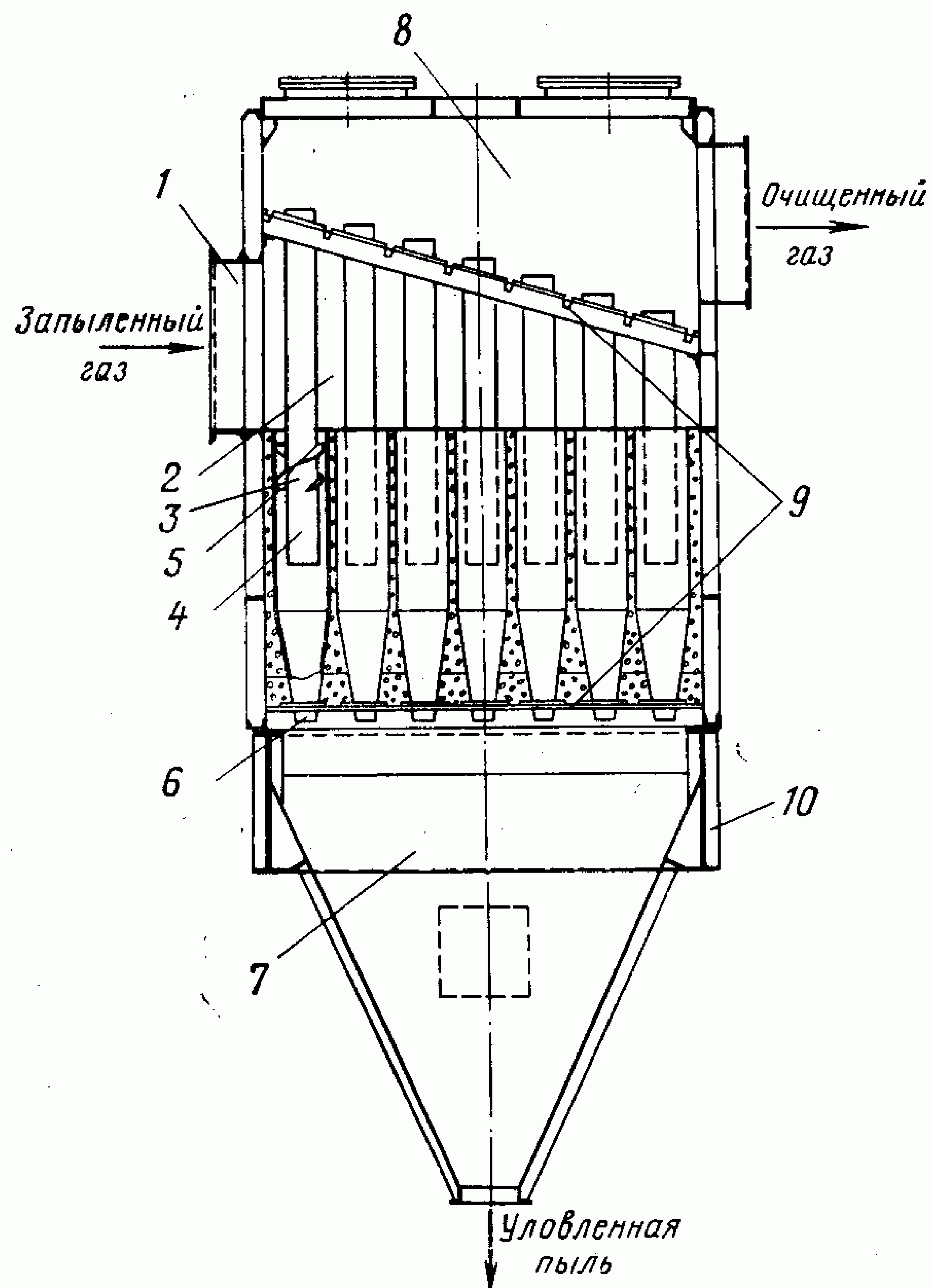


Рис. 20-1. Схема батарейного циклона.

1 — входной патрубок; *2* — распределительная камера; *3* — циклонный элемент; *4* — выхлопная труба; *5* — направляющий аппарат; *6* — отвод пыли из элемента; *7* — сборный бункер; *8* — камера очищенных газов; *9* — опорные решетки; *10* — опорный пояс.

газов в этих аппаратах достигает 80%. Гидравлическое сопротивление 500—700 Па.

Батарейные циклоны применяли в качестве первой ступени комбинированных золоуловителей в установках с мощными парогенераторами. В ряде случаев для первой ступени комбинированных золоуловителей устанавливали

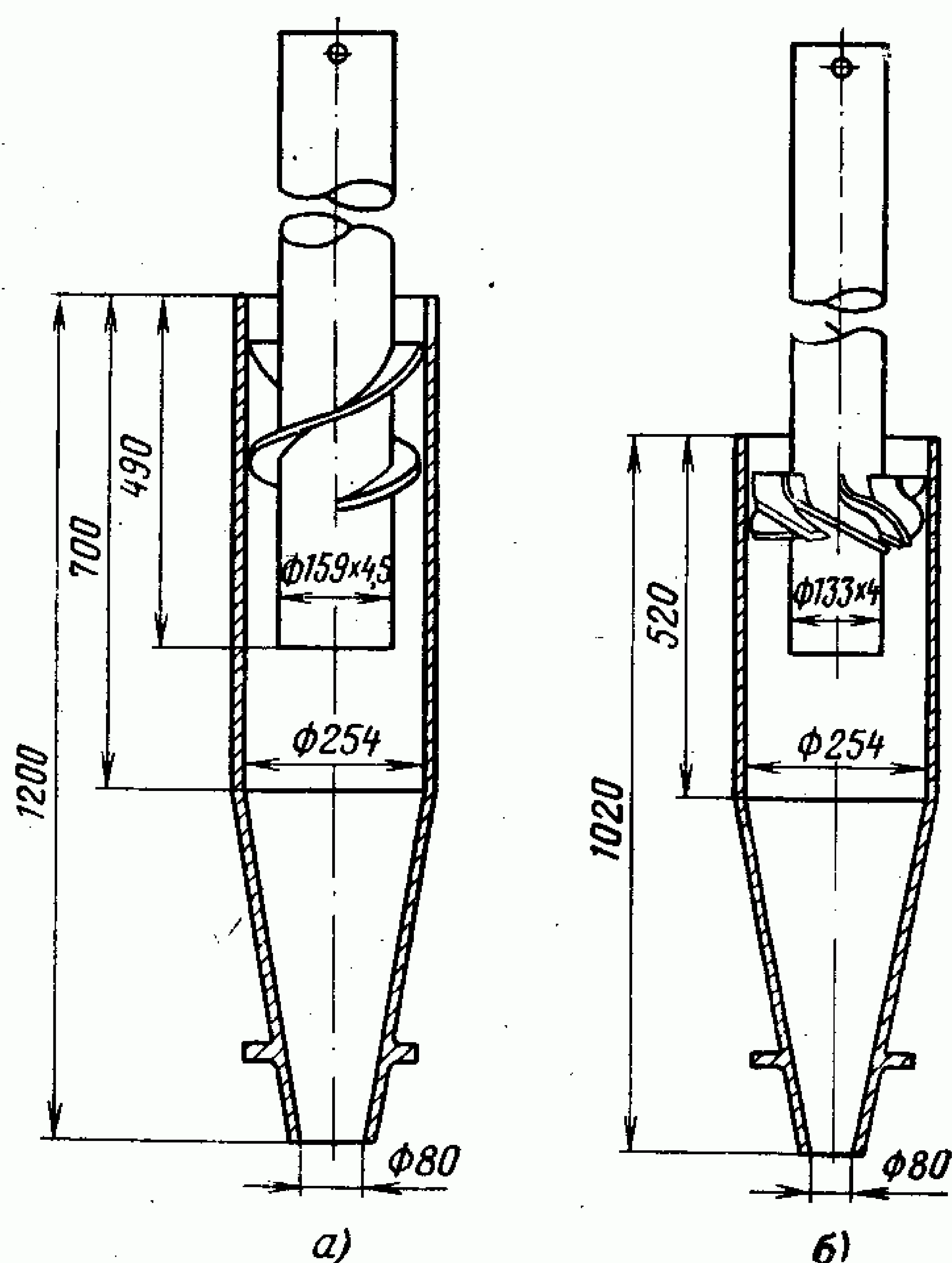


Рис. 20-2. Циклонные элементы батарейных циклонов.
а — с направляющим аппаратом типа «Винт»; *б* — с направляющим аппаратом типа «Розетка».

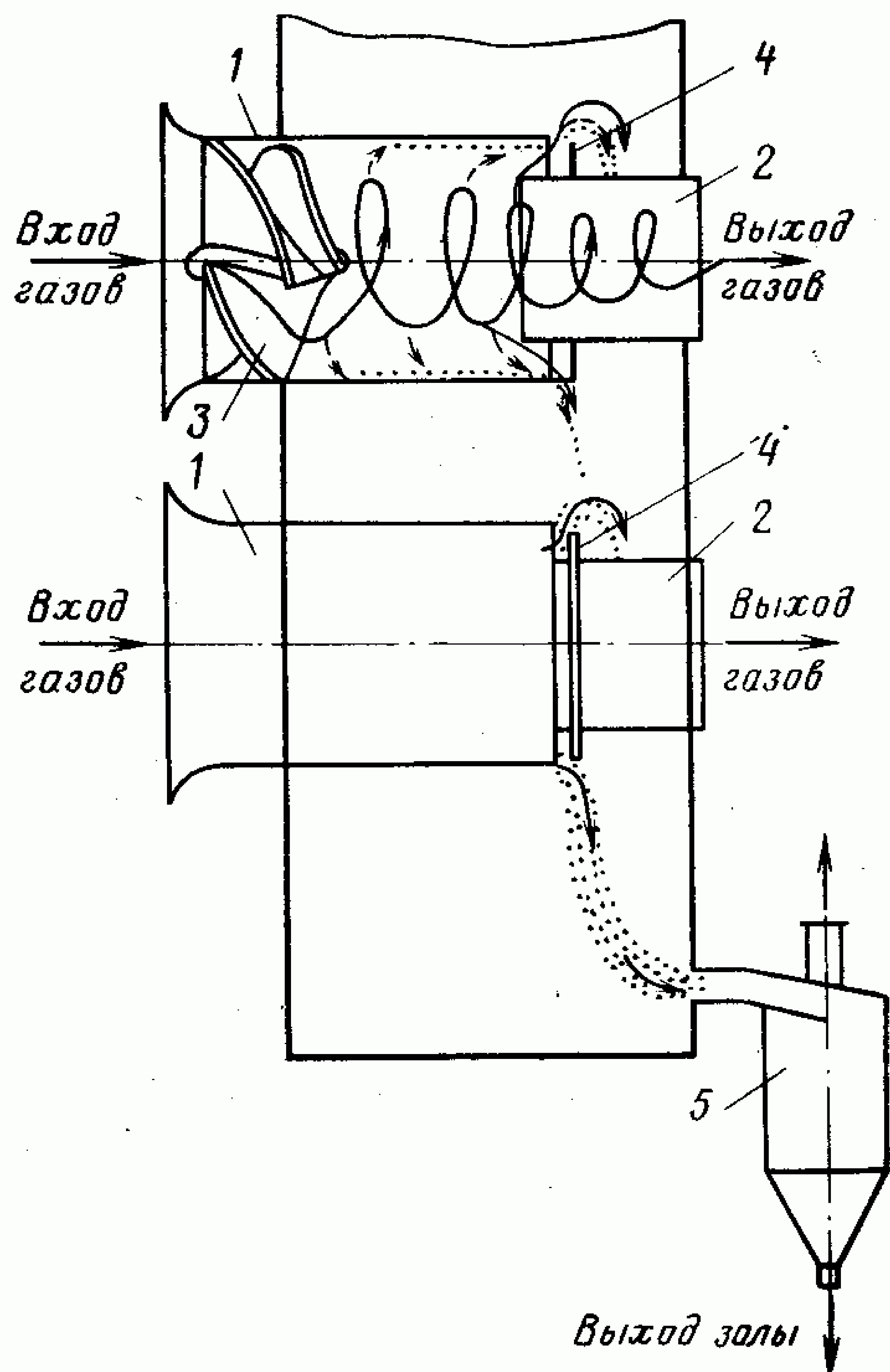


Рис. 20-3. Схема прямоточного батарейного циклона.

прямоточные батарейные циклоны (рис. 20-3), которые способствуют более равномерному распределению газов, поступающих в электрофильтр — вторую ступень золоуловителя (см. стр. 341).

В элементах прямоточных батарейных циклонов дымовые газы не изменяют своего направления при движении от входного патрубка *1* к выхлопной трубе *2*. При прохождении через направляющий аппарат *3* дымовые газы приобретают вращательное движение, вследствие чего частицы золы отбрасываются к стенкам входного патрубка и, скользя по ним, поступают в пылевую камеру через кольцевую щель. Очищенные газы удаляются через выхлопную трубу *2*. Из пылевой камеры вместе с пылью отсасывают до 10—15% газов через обычный циклон *5*, в котором выделяется основная масса золы, уловленной в батарейном циклоне. Шайба *4* служит для лучшей организации отвода золы. Степень очистки газов в прямоточных батарейных циклонах составляет около 60%.

В последнее время в СССР начинают применять батарейные циклоны с *тангенциальным* подводом газов к *наклонно* расположенным элементам.

Преимуществами этих аппаратов являются: меньшая подверженность абразивному износу, более равномерное распределение золы в газах и более высокая степень очистки по сравнению с батарейными циклонами других типов (примерно до 90%).

Золоуловители со смоченной поверхностью

Процессу улавливания золы в золоуловителях этой группы, часто называемых «мокрыми», способствует укрупнение частиц вследствие увлажнения их тончайшими фракциями воды, подаваемой в запыленный поток газов. Осаждение улавливаемых частиц происходит на пленку жидкости, стекающей по внутренней стенке аппарата, чем предотвращается вторичный унос уловленной золы, нередко происходящий в «сухих» золоуловителях.

До последнего времени в качестве мокрых золоуловителей на электростанциях СССР устанавливали мокропрутковые аппараты типа МП-ВТИ (рис. 20-4). Этот аппарат также является инерционным золоуловителем и состоит из: цилиндрического корпуса с коническим днищем, входного патрубка, в котором расположена многорядная песочно-бакелитовая решетка со смывным устройством, оросительных сопл, установленных в верхней части цилиндрического корпуса, служащих для создания водяной пленки на его стенках, и гидравлического затвора для удаления шлама.

Для защиты от коррозии и золового износа внутренние поверхности корпуса и входного патрубка облицованы кислотоупорными керамическими плитками.

При проходе запыленных дымовых газов через прутковую решетку содержащиеся в них частицы золы осаждаются на смоченных прутках и выносятся водой в нижнюю часть аппарата, где под действием центробежной силы отжимаются к орошаемой стенке цилиндра, осаждаются на ней, а затем уносятся стекающей водой в коническое днище; через гидрозатвор образовавшаяся пульпа направляется в канал гидрозолоудаления.

В цилиндрической части аппарата под действием центробежной силы также происходит осаждение на стенках мелких частиц золы, которые не были уловлены на прутковой решетке. Очищенные дымовые газы выходят из аппарата и направляются к дымососу.

Степень очистки мокропруткового золоуловителя зависит от скорости газов во входном патрубке, плотности золы, ее фракционного и химического состава, а также от конструктивных особенностей аппарата, условий монтажа и эксплуатации. Оптимальной считается скорость газов во входном патрубке 8—9 м/с при размоле сжигаемого топлива в молотковых мельницах и 6—8 м/с — в барабанно-шаровых мельницах. С увеличением крупности частиц золы степень очистки возрастает.

Положительными особенностями этих аппаратов являются высокая эффективность, относительно невысокая стоимость, умеренные габариты, простота обслуживания, относительно небольшие эксплуатационные расходы.

Недостатки этих аппаратов следующие. При значительном содержании в топливе окиси кальция и свободной щелочности весьма затрудняется их эксплуатация вследствие образования во входных патрубках, на прутковых решетках и в цилиндре твердых отложений сульфатов и карбонатов кальция. При сернистом топливе золоводяная пульпа, выходящая из аппарата, способствует интенсивному коррозионному износу металлических частей аппарата и облицовочных плиток. При выносе брызг из аппарата возможно налипание золы на лопатки дымососов.

Мокропрутковые золоуловители с диаметром цилиндра 3100 и 5500 мм обеспечивают степень очистки дымовых газов в эксплуатационных условиях 88—92%, а в отдельных случаях 93—94%. Эти аппараты работают достаточно надежно при сжигании топлива, в золе которого содержится не более 14% окиси кальция. Стоимость этих аппаратов в 5—7 раз ниже стоимости электрофильтров на такую же производительность по газам.

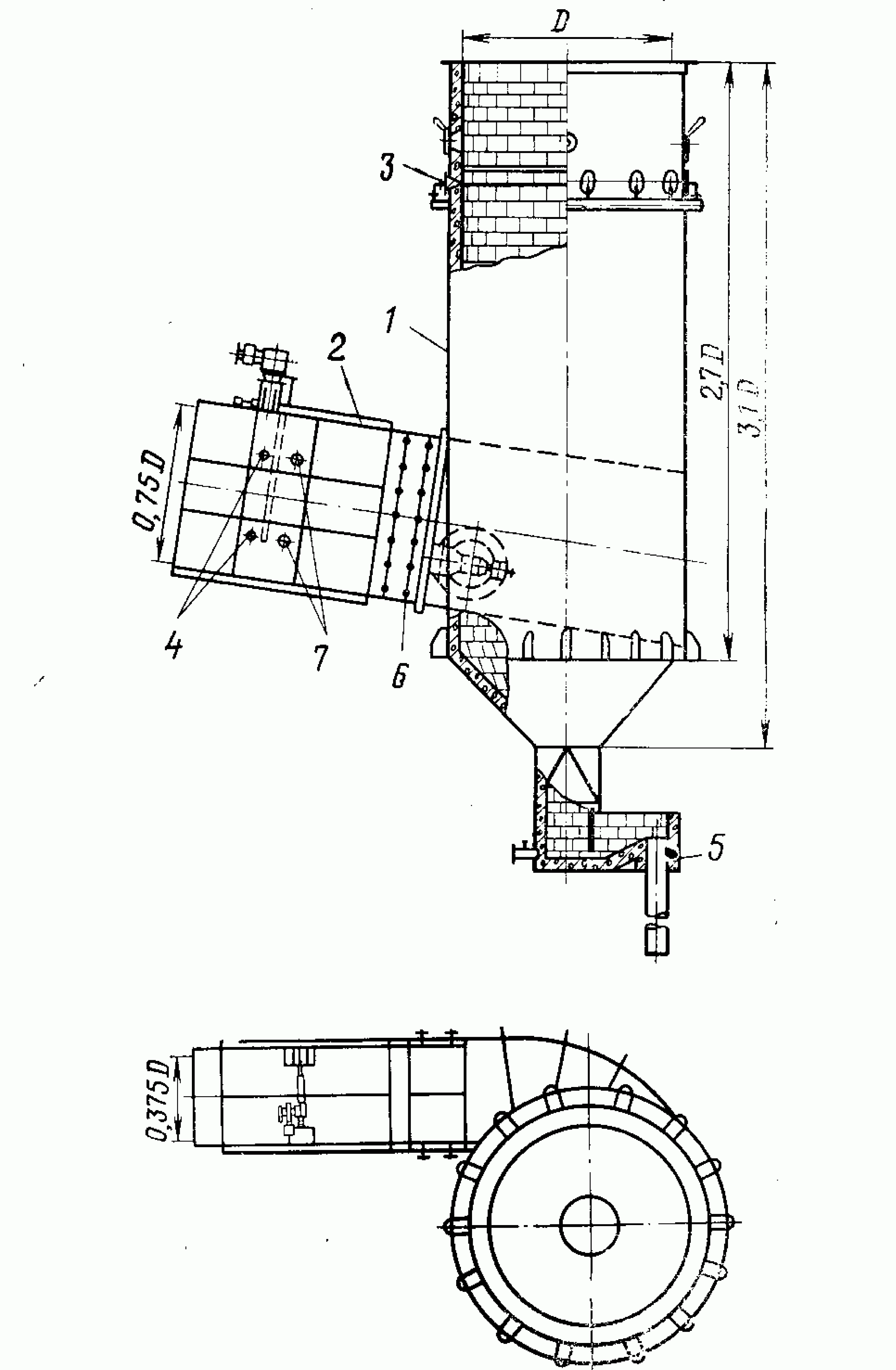


Рис. 20-4. Мокропрутковый золоуловитель МП-ВТИ.

1 — корпус; *2* — входной патрубок; *3* — оросительные сопла; *4* — смывные сопла; *5* — гидрозатвор; *6* — прутковая решетка; *7* — оросительные форсунки прутковой решетки.

Расход и давление воды (избыточное) в мокропрутковых аппаратах иллюстрируются, например, для аппарата 3300 мм следующими данными, приведенными в табл. 20-5.

В последующем эти аппараты были видоизменены. Взамен прутковой решетки аппарата МП-ВТИ применена, по предложению ОРГРЭС, труба Вентури; такой золоуловитель состоит из двух последовательно расположенных элементов (рис. 20-5): высокоскоростного турбулентного *коагулятора* (труба Вентури) и *каплеуловителя* (циклон с пленочным орошением его внутренней поверхности и нижним

Таблица 20-5

Характеристика	На орошение		На промывку гидрозатвора	На периодическую промывку решетки
	корпуса	решетки		
Расход, л/с	1,2	1,94	0,83	14
Давление, кПа	15	70	150	250

Рис. 20-5. Золоулавливающая установка с трубой Вентури.

а — труба Вентури: *1* — конфузор; *2* — горловина; *3* — диффузор; *б* — общая схема установки; *1* — коагулятор (труба Вентури); *2* — каплеуловитель; *3* — конфузор; *4* — горловина; *5* — дымосос; *6* — смывная вода.

тангенциальным подводом газов — по типу скруббера ВТИ). Запыленные дымовые газы поступают в конфузор трубы Вентури, где скорость их повышается примерно до 60 м/с, причем значительно возрастает турбулентность потока, а в горловину трубы подается распыленный водяной поток. Различие скорости перемещения водяных капель и частиц золы, а также высокая турбулентность потока приводят к интенсивному столкновению частиц золы и воды и их слипанию. Этот процесс коагуляции частиц происходит на всем последующем пути до поступления их в каплеуловитель, функции которого состоят в полной сепарации загрязненных капель из пылегазожидкостного потока, а также в частичном улавливании той доли золы, которая не осела на каплях в трубе Вентури.

При оптимальных значениях скорости газов в горловине трубы и удельного расхода воды степень очистки в описываемых золоуловителях отличается стабильностью и составляет 96—98%. Расход воды составляет 0,15—0,20 л/м³ газов при нормальных условиях.

Эти аппараты оказались надежными в работе и получили распространение на электростанциях в качестве самостоятельных золоуловителей. Их недостаток — охлаждение газов примерно на 30°С.

Электрофильтры и комбинированные золоуловители

В настоящее время на мощных электростанциях СССР в качестве основных золоулавливающих аппаратов используют электрофильтры.

Установка электрической очистки дымовых газов включает собственно электрофильтр и агрегат его электропитания. Электрофильтр представляет собой металлический или железобетонный корпус (рис. 20-6,*а*), внутри которого размещены осадительные и коронирующие (излучающие) электроды, оборудованные механизмами для удаления с них уловленной золы.

На входе в электрофильтр располагают газораспределительное устройство, способствующее равномерному распределению газов в активной зоне аппарата (рис. 20-6,*б*).

Очистка дымовых газов от уноса в электрофильтре основана на создании неравномерного электрического поля высокого напряжения и образовании коронного разряда при атмосферном давлении между электродами, расположенными в корпусе. Коронным называется самостоятельный электрический разряд в газе, характерный для системы электродов с резко неоднородным полем, в котором отношение максимальной напряженности к средней напряженности больше или равно 4.

При напряженности электрического поля около 15 кВ/см (для воздуха) вокруг электрода с малым радиусом кривизны возникает интенсивная ионизация газа, ограниченная узкой областью, прилегающей к электроду (короной). При этом происходит большое выделение квантов света, а потому корона светится.

На излучающие электроды подается от агрегата электропитания выпрямленный пульсирующий электрический ток высокого напряжения (до 80 кВ) отрицательного знака (так как отрицательные ионы более подвижны, чем положительные) [1].

Образующиеся в зоне коронного разряда отрицательные ионы и электроны под действием сил электрического поля приходят в движение, и в направлении от коронирующих

[1] Рабочее напряжение электрофильтра на несколько процентов меньше пробивного.

к осадительным электродам течет электрический ток — ток короны.

Частицы золы, встречая на своем пути ионы, адсорбируют их, заряжаются и под действием сил поля также двигаются к осадительным электродам, где осаждаются под действием сил электрического поля и сил адгезии (сцепления частиц золы с осадительным электродом).

В настоящее время для парогенераторов мощных энергоблоков изготовляют электрофильтры с горизонтальным движением дымовых газов и пластинчатыми осадительными электродами с последовательно расположенными по ходу газов тремя или четырьмя электрическими полями; по числу параллельно расположенных систем электродов эти электрофильтры выполняют двух- или четырехсекционными.

С 1966 г. в СССР изготовляют электрофильтры этого типа, имеющие обозначение ПГДС (пластинчатые горизонтальные для дымовых газов) с осадительными симметричными электродами С-образного профиля. Эти электроды обладают хорошими механическими характеристиками, уловленная ими зола хорошо отряхивается. Применение таких электродов в сочетании с ленточно-игольчатыми коронирующими электродами (рис. 20-7,*в*) позволяет существенно увеличить удельные токовые нагрузки для интенсификации работы электрофильтра.

На базе конструкций аппаратов типа ПГДС были разработаны и с 1969 г. изготовляют электрофильтры типа УГ (унифицированные горизонтальные для очистки газов с температурой до 250°С) с максимальной высотой электродов 7,5 м. Степень очистки дымовых газов в электрофильтрах этого типа составляет около 96% при скорости газов в них 2—2,5 м/с.

Однако электрофильтры, правильно запроектированные, хорошо изготовленные и смонтированные и правильно эксплуатируемые, могут обеспечить и более высокую эффективность очистки, характеризуемую степенью улавливания 99,0—99,8%.

Практика показывает, что столь высокая степень очистки газов в электрофильтрах может быть достигнута лишь при длительности пребывания газов в активной зоне не менее 8 с и при скорости движения газов в пределах 1,2—1,5 м/с.

При симметричной компоновке электрофильтров за парогенератором параллельно оси энергоблока во избежание превышения ширины электрофильтра размера ячейки мощного энергоблока такая скорость газов в активном сечении аппарата может быть получена лишь

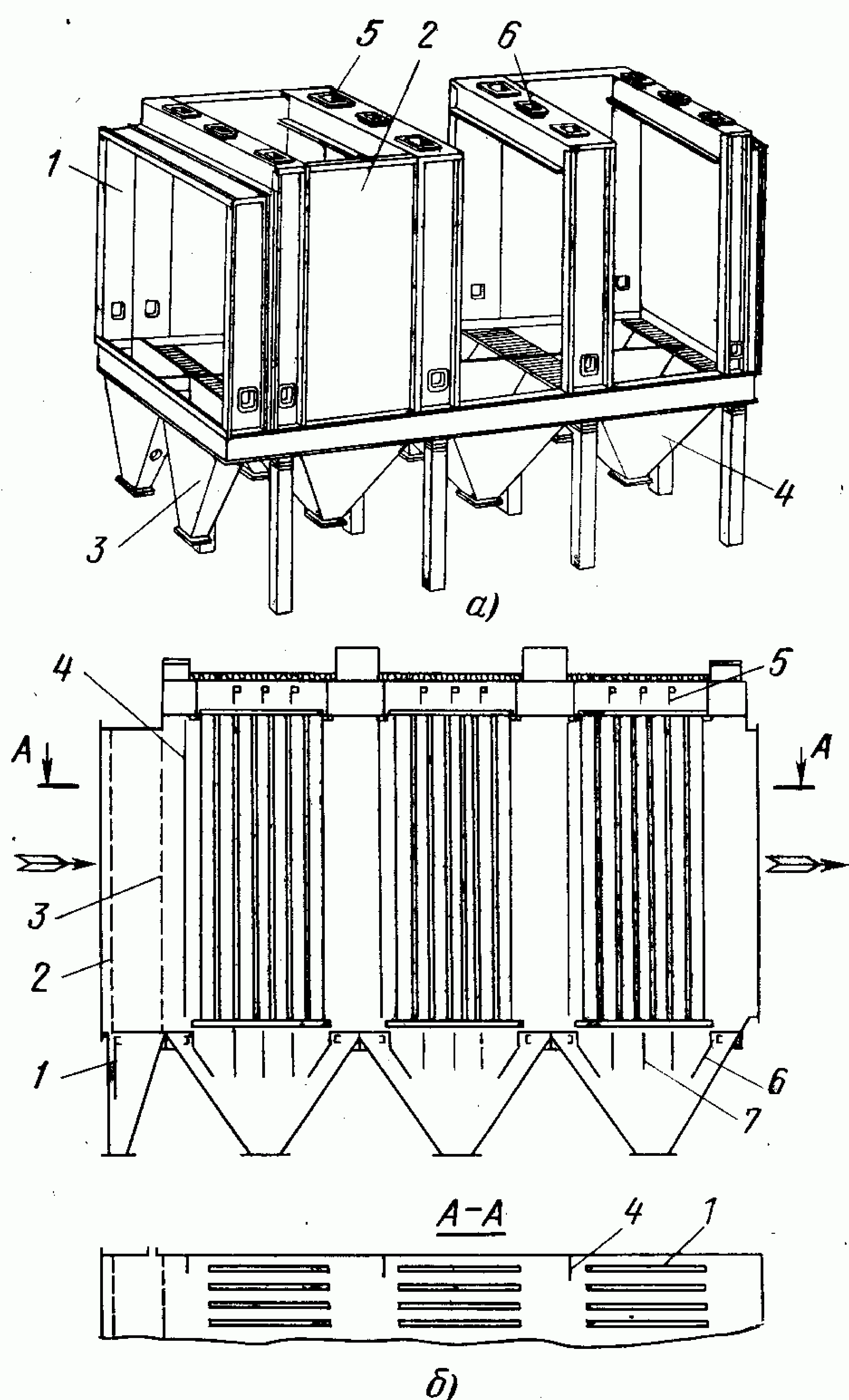


Рис. 20-6. Корпус (*а*) и газораспределяющее устройство (*б*) горизонтального пластинчатого электрофильтра.

а: *1* — форкамера; *2* — камера для размещения электродов; *3* и *4* — бункера форкамеры и электрофильтра; *5* — изоляторная коробка; *6* — горловина люка обслуживания; *б*: *1* — фартук форкамеры; *2* и *3* — передняя и задняя газораспределительные решетки; *4* — боковые газоотсекающие листы; *5* — защитные листы; *6* — фартук бункера; *7* — поперечные листы бункера.

при увеличении высоты электродов не менее чем до 12 м взамен изготовлявшихся ранее электрофильтров с электродами высотой 7,5 м.

Электроды высотой 12 м должны быть прочными, жесткими, хорошо отряхиваемыми, обеспечивающими высокую эффективность осаждения золы и отсутствие вторичного ее уноса.

Степень очистки газов в электрофильтре можно выразить уравнением

$$\eta = 1 - e^{-\frac{wl}{vd}}, \qquad (20\text{-}2$$

где v — скорость газов в активном сечении, м/с; d — расстояние между осадительными и коронирующими электродами, м; l — активная длина электрофильтра, м; w — эффективная

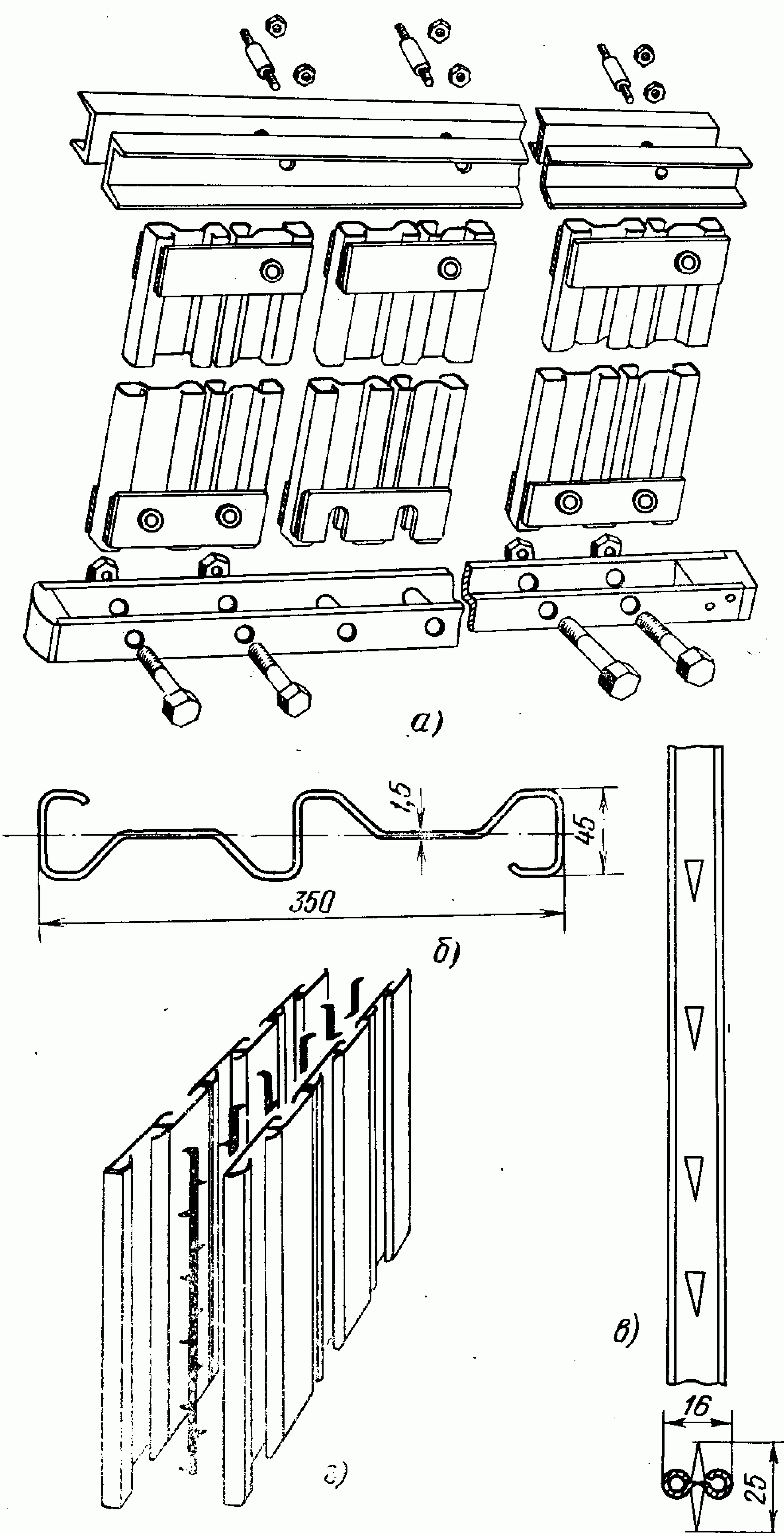


Рис. 20-7. Электроды.

а — симметричные С-образные элементы осадительного электрода; *б* — широкополосный С-образный элемент осадительного электрода; *в* — коронирующий игольчатый электрод; *г* — схема взаимного расположения осадительных и коронирующих электродов.

скорость движения частиц к осадительному электроду, м/с.

Запыленность газов после электрофильтра должна быть такой, чтобы поддерживать запыленность воздуха в приземном слое ниже ПДК, а также не должна превышать значений, обеспечивающих надежность работы дымососов.

На эффективность очистки дымовых газов в электрофильтре оказывают влияние такие параметры пылегазового потока, как физические свойства золы, скорость, запыленность, состав и температура дымовых газов. Положительное влияние на эффективность работы электрофильтра оказывают: а) снижение температуры дымовых газов — из-за связанного с этим уменьшения вязкости и соответственного уменьшения сопротивления движению частиц к осадительному электроду и снижения скорости газов в активной зоне; б) увеличение влагосодержания газов вследствие адсорбции влаги на частицах с образованием проводящей пленки, снижающей удельное электрическое сопротивление слоя пыли на осадительных электродах; в) увеличение длительности пребывания улавливаемых частиц в активной зоне электрофильтра, что достигается уменьшением скорости дымовых газов и увеличением длины активной зоны (числа полей).

Отрицательно сказываются повышенное электрическое сопротивление улавливаемой пыли, вызывающее появление обратной короны, склонность золы к слипанию, а также частично повышенное содержание горючих в уносе, имеющих малое электрическое сопротивление, в результате чего эти частицы быстро теряют на осадительных электродах приобретенный заряд и могут снова попасть в поток газов, что способствует увеличению вторичного уноса.

Достоинствами электрофильтров как золоулавливающих аппаратов являются малый расход электроэнергии и малое аэродинамическое их сопротивление; недостатки этих аппаратов — громоздкость, высокая стоимость, снижение степени очистки в эксплуатации при неудовлетворительном отряхивании уловленной пыли с осадительных электродов, при неравномерном распределении газов и при дефектах в работе электрооборудования.

Для устранения перечисленных недостатков совершенствуют: устройства для выравнивания скорости газов перед поступлением их в аппарат; конструкции осадительных и коронирующих электродов и механизмов их встряхивания; агрегаты электропитания и способы их автоматического регулирования; способы предотвращения образования обратной короны.

Обратную корону можно устранить или уменьшить ее интенсивность созданием более равномерного распределения тока короны по поверхности коронирующих электродов, например игольчатого типа (см. рис. 20-7,*в*) с оптимальным (возможно малым) шагом игл, ограничением абсолютного значения токов короны установкой в различных полях электрофильтра коронирующих электродов с различной высотой игл (см. стр. 338).


Рис. 20-8. Схема электрофильтра с электродами высотой 12 м.

Эффективность работы электрофильтров снижается в результате «вторичного уноса» — частичного попадания отряхиваемой золы в поток очищенных газов. Для уменьшения вторичного уноса улучшают режим встряхивания осадительных электродов. Это достигается увеличением интервала между встряхиванием посредством установки вариатора, позволяющего изменять передаточное отношение привода механизма встряхивания.

По данным ВТИ, при поддержании этого интервала в первом поле равным 30 мин, а в последнем поле 120 мин количество выносимой пыли значительно уменьшается.

В 1970 г. для энергоблоков Ладыжинской ГРЭС были установлены головные образцы электрофильтров новейшей конструкции типа ЭГЗ-3-177 с высотой электродов 12 м. За каждым однокорпусным парогенератором типа ТПП-312 размещены два электрофильтра. На рис. 20-8 показана общая схема электрофильтра такого типа, расположенного на открытом воздухе. Выходящие из воздухоподогревателя дымовые газы поворачивают на 180° вверх и поступают через диффузор *1* в форкамеру *2* с объемным газораспределительным устройством *3* типа МЭИ (см. рис. 20-9,*в*); затем через перфорированную решетку *4*, расположенную во входном фланце корпуса *5*, предназначенную для выравнивания скорости запыленного потока по сечению осадительной камеры *6* электрофильтра, газы движутся к ее противоположной стороне. В этой камере расположены коронирующие электроды — рамные, с ленточно-игольчатыми элементами (см. рис. 20-7,*в*), присоединенные к отрицательному полюсу источника выпрямленного электрического тока, а между ними — осадительные электроды, состоящие из широкополосных симметричных С-образных элементов (см. рис. 20-7,*б*).

Заряженные частицы золы, выделившиеся из потока, движутся в направлении к осадительным (заземленным) электродам, достигают их поверхности и удерживаются на ней, отдавая свой заряд.

Пройдя последовательно через все три поля (I, II, III) электрофильтра, обеспыленные дымовые газы выходят через конфузор *7*, а уловленная зола при встряхивании электродов молотками выпадает в золовые бункеры *8*. Частота встряхивания регулируется и задается командоаппаратом.

Для выравнивания удельных токовых нагрузок по отдельным полям электрофильтра, а также для увеличения рабочего напряжения на II и III полях игольчатые элементы полей имеют разную высоту игл: в первом поле 12, во втором поле 9 и третьем поле 6 мм. Встряхивание коронирующих электродов (индивидуальное для каждого электрода) выполнено на двух уровнях и осуществляется ударом молотков через промежуточные штоки по наковальням на электродах.

Каждое поле электрофильтра секционировано на два полуполя, не разделенных по газу, что позволяет применить для питания каждого из них отдельный агрегат. Электропитание полуполей осуществляется от кремниевых повысительно-выпрямительных электроагрегатов типа АУФ-1000 с универсальной системой автоматического регулирования электрических параметров по трем независимым законам. Эти агрегаты имеют следующую техническую характеристику: среднее значение силы выпрямленного тока 1000 мА, номинальное сопротивление активной нагрузки 45 кОм, номинальное напряжение нагрузки 45 кВ (среднее значение) и 80 кВ (амплитудное значение), мощность, потребляемая из сети, не более

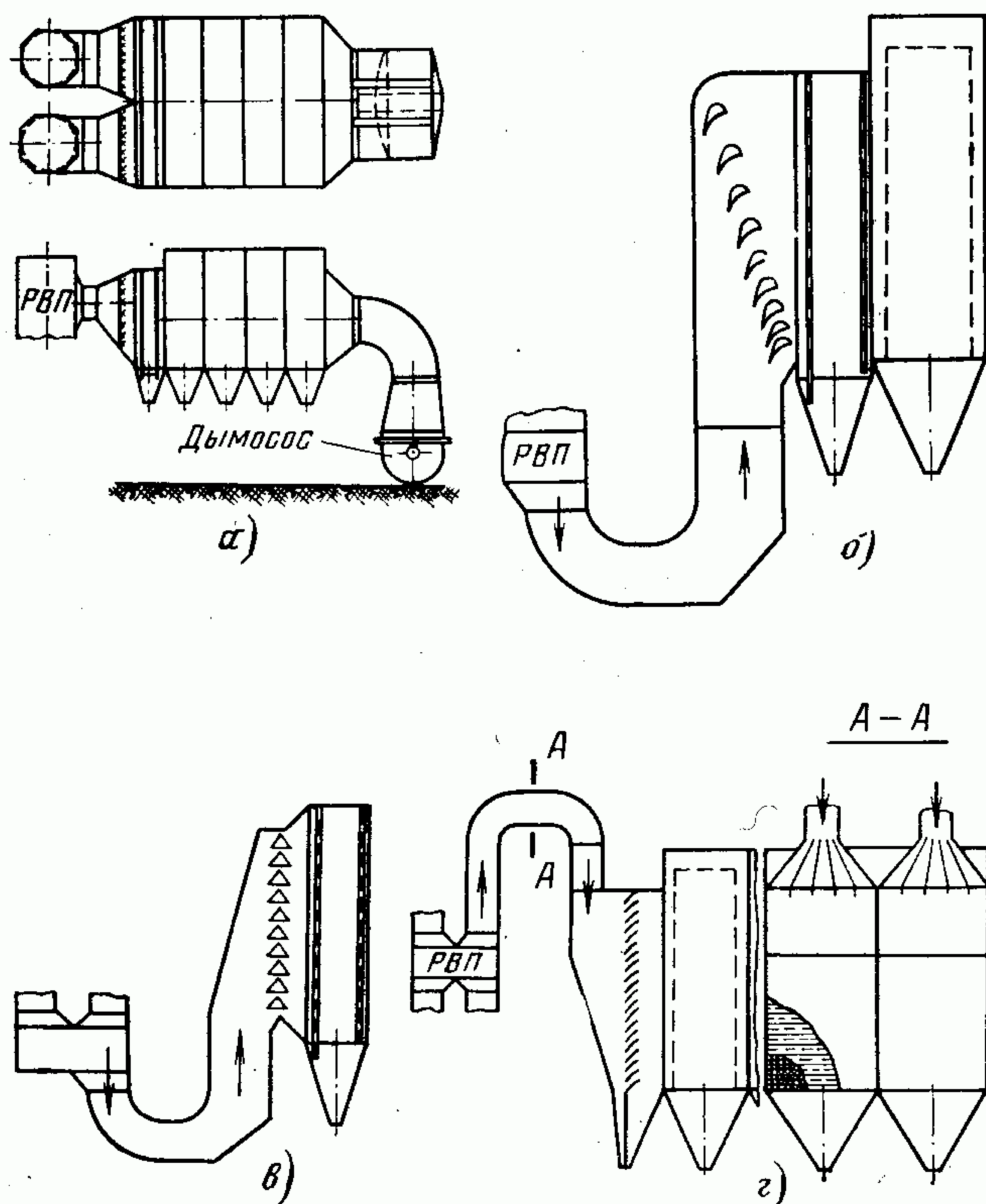


Рис. 20-9. Принципиальные схемы компоновки электрофильтров с парогенераторами.

а — отвод потока от воздухоподогревателя на уровне оси электрофильтра; *б* — отвод потока с низа воздухоподогревателя с поворотом на 180° вверх к электрофильтру с направляющим устройством НИИОГаз; *в* — то же с направляющей решеткой МЭИ; *г* — отвод потока от верха воздухоподогревателя с поворотом вниз на 180° к электрофильтру.

120 кВ·А, номинальная сила электрического тока, потребляемого из сети, 280 А, к. п. д. 0,8; общая масса агрегата 3500 кг.

Агрегат состоит из: повысительно-выпрямительного блока с высоковольтным распределительным устройством, размещенным в маслонапорном баке; блока магнитных усилителей и дросселей, расположенных в отдельном маслонаполненном баке; пульта управления.

Описываемый электрофильтр имеет следующие основные технические характеристики: площадь сечения активной зоны 177 м², число полей 3, активная длина поля 4 м, скорость газов в активном сечении 1,41 м/с, число осадительных электродов 195, а их активная высота 11,9 м, число коронирующих электродов 192, а общая активная длина коронирующих элементов 48 960 м, габариты в плане 18×18 м², масса оборудования, расположенного внутри корпуса, 362 т.

При испытании этого электрофильтра в 1971 г. при работе парогенератора на смеси донецких углей марок ГСШ, Г, Д и др. были получены следующие данные:

1) объем дымовых газов, поступавших на очистку, 774—853 тыс. м³/ч при их температуре 116—123°С;

2) скорость газов в активном сечении 1,25—1,36 м/с;

3) запыленность дымовых газов до очистки 24—43, а после очистки 0,33—0,64 г/м³ при нормальных условиях;

4) удельное электрическое сопротивление золы перед электрофильтром $3\cdot10^6$ Ом·м;

5) аэродинамическое сопротивление электрофильтра 147—196 Па;

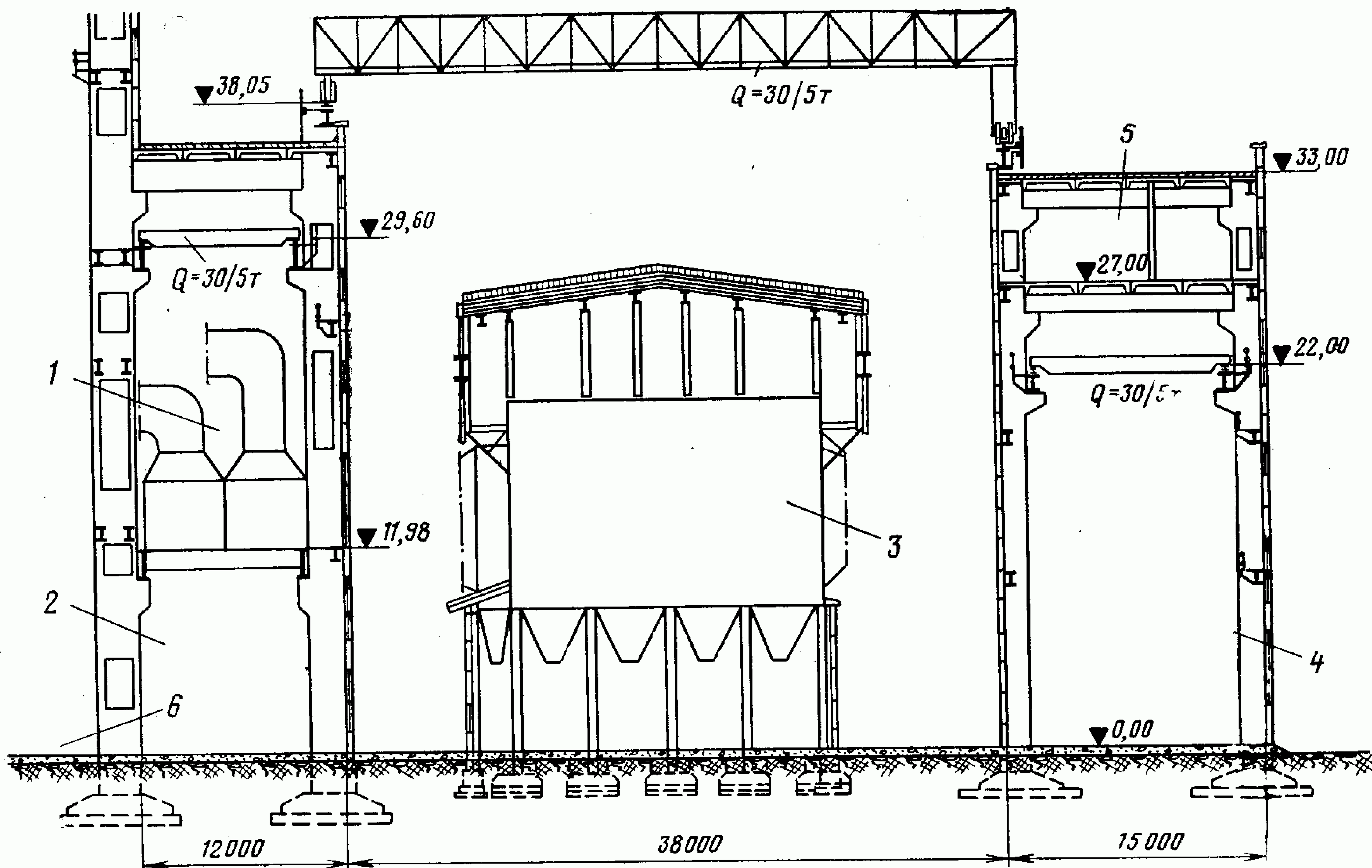


Рис. 20-10. Открытая установка электрофильтров.

1 — регенеративные воздухоподогреватели; 2 — помещение дутьевых вентиляторов; 3 — электрофильтр; **4 — помещение дымососов**; 5 — помещение РУ электрофильтров; 6 — парогенераторное помещение.

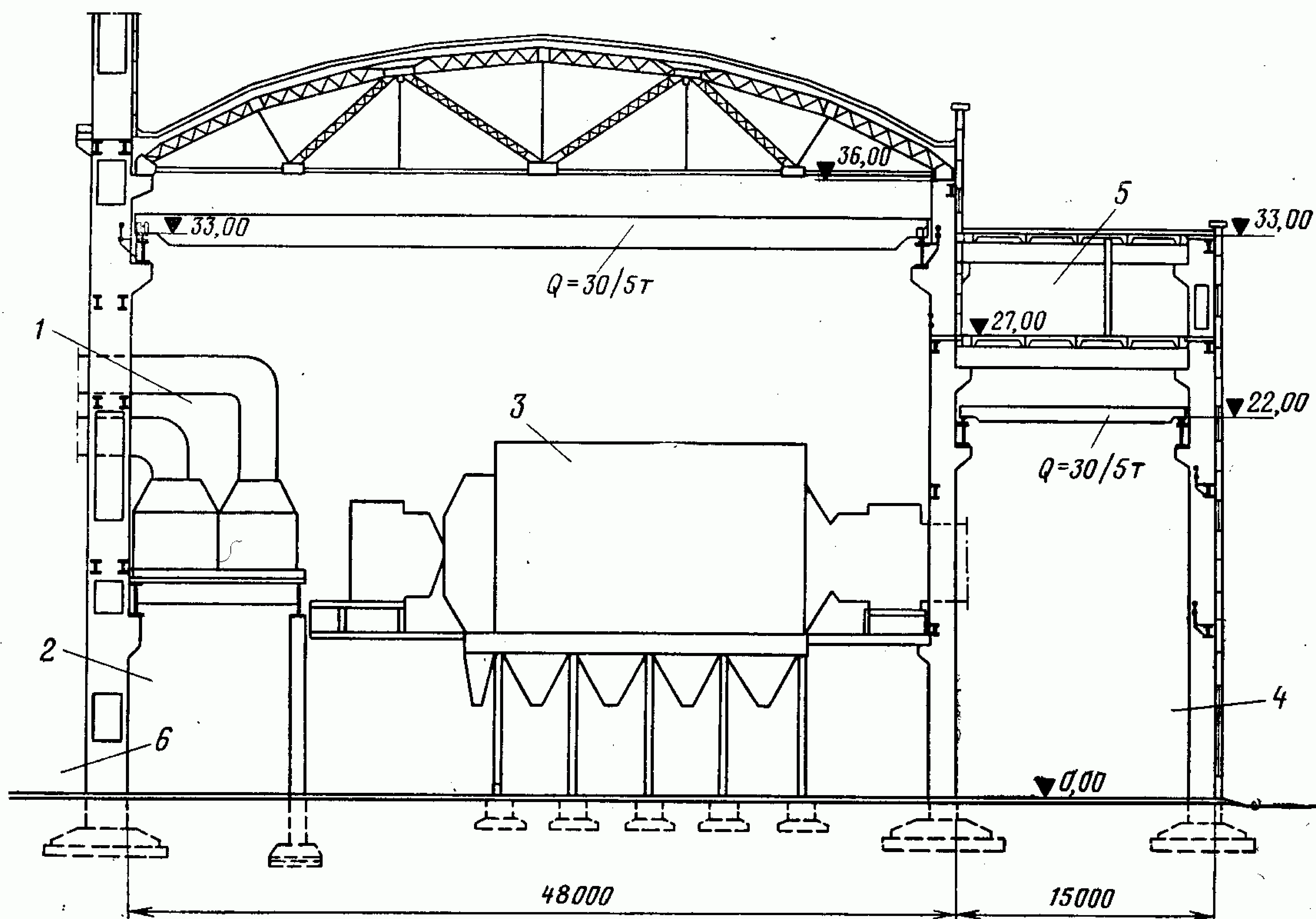
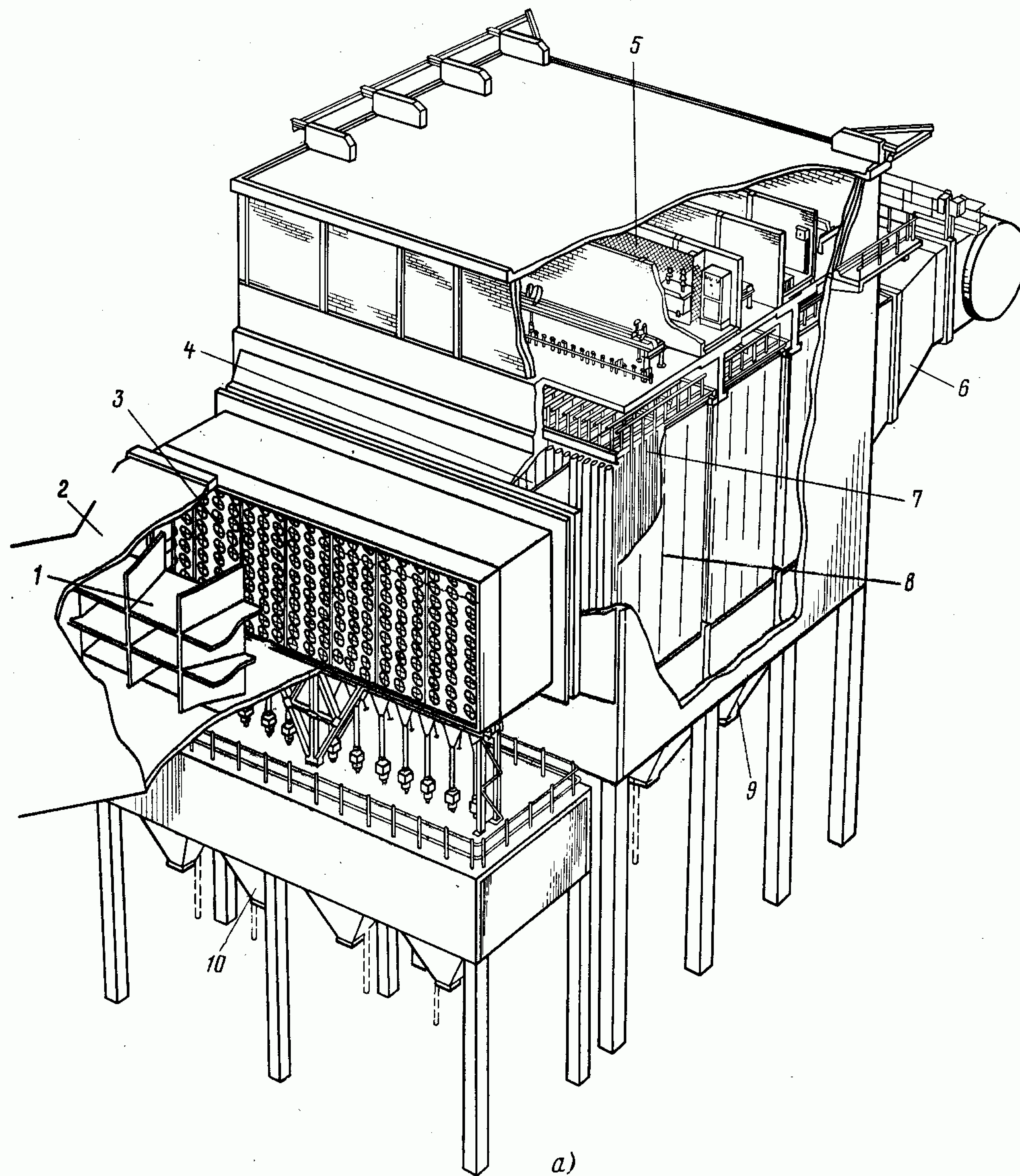


Рис. 20-11. Закрытая установка электрофильтров.

Обозначения элементов установки те же, что и на рис. 20-10.



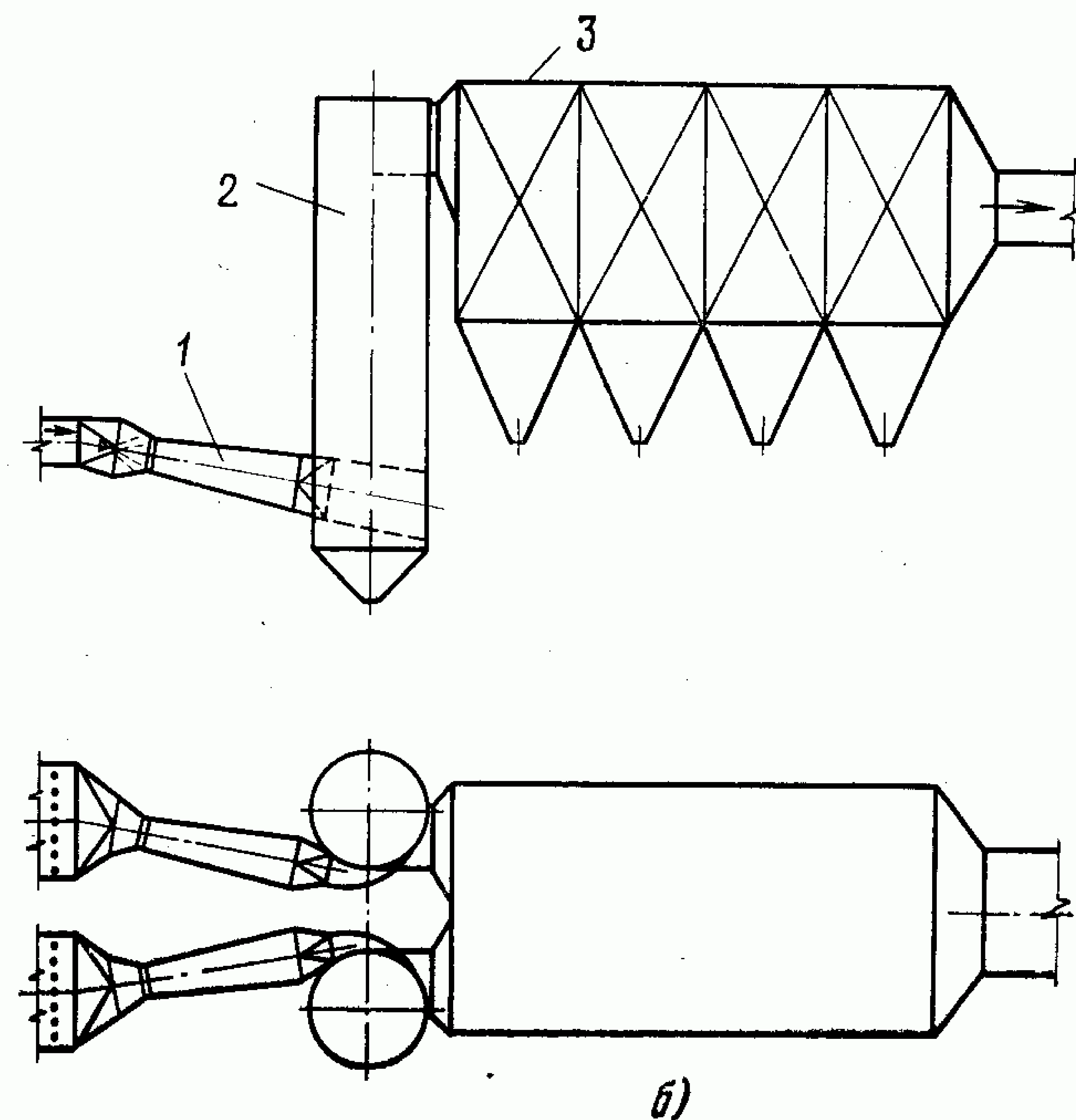


Рис. 20-12. Двухступенчатый золоуловитель.

а — батарейный циклон и электрофильтр энергоблока 500 МВт: *1* — газораспределительное устройство; *2* — подводящий газоход; *3* — прямоточный батарейный циклон; *4* — газораспределительная решетка; *5* — высоковольтная подстанция; *6* — выходной газоход; *7* — коронирующие электроды; *8* — осадительные электроды; *9* — бункер электрофильтра; *10* — бункер батарейного циклона; *б* — мокрый золоуловитель и электрофильтр энергоблока 300 МВт: *1* — труба Вентури; *2* — каплеуловитель; *3* — электрофильтр.

6) степень очистки при различных режимах регулирования электроагрегатов составляла, %: 98,6; 98,4; 98,3; 97,7*.

7) присосы воздуха на участке электрофильтра 0,09—0,13.

Компоновка электрофильтров

По мере возрастания мощности энергоблоков возникали затруднения при размещении электрофильтров, что привело к применению, в частности, следующих вариантов компоновки: расположение осей электрофильтров под углом к оси энергоблока (электростанции Кистоун, Парадайз и др. в США); расположение электрофильтров в два яруса по высоте (первый энергоблок 500 МВт в СССР).

Компоновка электрофильтров оказывает существенное влияние на эффективность их работы. Аппараты, обладающие достаточно хорошими электрическими и конструктивными характеристиками, смогут обеспечить запроектированную степень очистки газов лишь при условии равномерного подвода газового потока, что зависит от трассы и размеров подводящих и отводящих газоходов. Сопротивление газового тракта при этом должно быть экономически оптимальным. В соответствии с ПТЭ электрофильтры, расположенные вне помещения, должны иметь шатровые перекрытия, а изоляторные коробки — тепловую изоляцию и при необходимости электрообогрев.

На основе специально проведенных исследований в НИИОГаз и МЭИ рекомендуются принципиальные схемы компоновки электрофильтров, показанные на рис. 20-9.

Варианты открытой и закрытой установки электрофильтров для ТЭЦ с парогенераторами производительностью 480 т/ч показаны на рис. 20-10 и 20-11.

Комбинированные золоуловители

При сжигании многозольных видов топлива на электростанциях большой мощности в ряде случаев устанавливают двухступенчатую очистку дымовых газов от золы, комбинируя батарейные циклоны и электрофильтры (рис. 20-12,*а*), а также мокрые золоуловители и электрофильтры.

Суммарную степень очистки газов в двухступенчатом золоуловителе определяют по формуле

$$\eta_{общ} = \eta^{I} + \eta^{II}(1 - \eta^{I}), \qquad (20\text{-}3)$$

где η^{I} и η^{II} — соответственно степень очистки газов в 1-й и 2-й ступенях.

* Вследствие того, что степень очистки оказалась ниже предусмотренной (99,0%), установка подвергалась реконструкции с целью устранения выявленных дефектов.

На рис. 20-12,*б* показана опытная установка двухступенчатой очистки газов, сооруженная для энергоблока 300 МВт, работающего на многозольном экибастузском угле, зола которого имеет высокое удельное электрическое сопротивление. Установка состоит из мокрого золоуловителя с трубой Вентури и четырехпольного электрофильтра. В первой ступени улавливалось 90% золы, содержащейся в дымовых газах, а также происходили их увлажнение и охлаждение до 75—80°С. Это способствовало снижению удельного электрического сопротивления слоя золы и уменьшало вероятность образования обратной короны в электрофильтре. Общая степень очистки дымовых газов на этой установке по данным испытаний составляла 99,0—99,5%.

По имеющимся данным на зарубежных новых электростанциях при использовании высокоэффективных электрофильтров или комбинированных золоуловителей (рис. 20-12,*а*) степень очистки газов от золы составляет: во Франции — более 90%, в Италии — 95 — 98%, в Бельгии—98—99%, в США—99%, в ФРГ — 99,5%. Стоимость таких высокоэффективных золоуловителей достигает около 7% общих затрат на сооружение электростанции.

20-4. СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ОКИСЛОВ СЕРЫ И АЗОТА В УХОДЯЩИХ ДЫМОВЫХ ГАЗАХ

Уменьшение содержания серы в топливе

При использовании твердого топлива возможно уменьшение содержания в нем серы посредством механического обогащения, если сера находится в нем, например, в виде относительно крупных включений колчедана (FeS_2), как в подмосковном, интинском углях. В перечисленных углях в колчедане заключается примерно 50% общего содержания серы. Другие методы уменьшения содержания серы в твердом топливе находятся еще в стадии лабораторных исследований. Одним из способов является обогащение энергетических топлив.

Выделение серы из мазута встречает большие затруднения из-за того, что основная ее часть находится в мазуте в виде малоактивных соединений, обладающих высокой термостойкостью, вследствие чего их трудно разрушить только воздействием кислот и щелочей. Поэтому для выделения серы мазут подвергают нагреву при высокой температуре или сочетают этот процесс с воздействием химических веществ.

В СССР осуществляется (на одной из ТЭЦ) установка для проверки в промышленном масштабе предварительной газификации под давлением мазута с высоким содержанием серы с утилизацией тепла продуктов газификации и их очистки от соединений серы.

Наиболее радикальным решением вопроса рационального использования нефти с высоким содержанием серы является снижение непосредственно на самих нефтеперерабатывающих заводах содержания серы в топливе, поступающем на электростанции до требуемых пределов (0,5—1,0%).

С учетом крайней технологической сложности очистки дымовых газов от SO_2 и вытекающей из этого их

дороговизны получение малосернистого мазута для снабжения топливом электростанций целесообразнее, чем улавливание SO_2 из дымовых газов.

Очистка дымовых газов от окислов серы

В СССР были сооружены крупные опытно-промышленные установки для очистки дымовых газов от SO_2: по *аммиачно-автоклавному* методу с получением элементарной серы и сульфата аммония и по *магнезитовому* методу с получением серной кислоты и окиси магния, возвращаемой в цикл сероочистки.

На одной из электростанций Японии, сжигающей мазут с содержанием серы 1,8%, осуществлена опытно-промышленная установка очистки дымовых газов от окислов серы *активированным углем*. Производительность установки 150 тыс. м³/ч (применительно к агрегату мощностью 55 МВт). Степень очистки газов 80%. Метод очистки состоит из нескольких последовательных ступеней: адсорбция двуокиси серы, образование серной кислоты путем гидратной реакции SO_3 и растворение серной кислоты в воде. По мнению японских специалистов этот метод достаточно эффективен, но он очень дорог.

Анализ результатов технико-экономических исследований использования всех разработанных до настоящего времени методов очистки дымовых газов от окислов серы показывает, что пока еще нет оснований для широкого их внедрения, а потому в энергетике их практически и не применяют. Так, например, сооружение установок для очистки дымовых газов от SO_2 по магнезитовому или аммиачному методу при использовании уловленного сернистого ангидрида приводит к увеличению стоимости установленного 1 кВт на 25%, а при более простых методах, не предусматривающих использования сернистого ангидрида, стоимость отпускаемой электроэнергии увеличивается на 15—20%. Поэтому лишь в отдельных случаях, когда этого потребуют особые условия санитарного состояния воздушного бассейна в районе какой-либо электростанции, может оказаться необходимым сооружение установки для очистки дымовых газов от окислов серы.

Вместе с тем дальнейший прогресс в разработке новых и усовершенствовании имеющихся методов очистки газов от окислов серы может привести к созданию методов, удовлетворяющих техническим и экономическим требованиям, предъявляемым к сероочистительным установкам электростанций. С этой целью в СССР и за рубежом сооружают новые опытно-промышленные установки для очистки дымовых газов от SO_2 при сжигании высокосернистого мазута и каменного угля с большим содержанием серы.

Уменьшение выбросов окислов азота в атмосферу

Количество образующихся окислов азота увеличивается с ростом температуры, избытка воздуха и времени пребывания газов в зоне реагирования. Образование окиси азота заканчивается в топке, а в конвективных газоходах лишь 1—2% окиси азота окисляется до двуокиси. Таким образом, основным продуктом при высокотемпературном сжигании топлива является окись азота, которая при выбросе в атмосферу и естественном разбавлении до низких концентраций медленно окисляется в двуокись. Последняя, поглощая ультрафиолетовое излучение солнца, распадается на окись азота и атомарный кислород. Вследствие того что в атмосфере всегда присутствуют углеводороды (например, от выхлопных газов автотранспорта), возникает цепь сложных их взаимодействий с окислами азота, в результате чего вновь образуется двуокись азота, которая в четыре раза токсичнее окиси азота. Поэтому опасность присутствия окиси азота в воздухе связана не столько с ее токсичностью, сколько с возможностью образования из нее двуокиси азота, оказывающей неблагоприятное воздействие на дыхание человека и животных.

Основным мероприятием для снижения выбросов окислов азота в атмосферу является непосредственное воздействие на процесс их образования в топочных камерах парогенераторов. Образование окислов азота в процессе сгорания топлива уменьшается как при снижении температуры горения, так и концентрации кислорода и длительности пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур. В настоящее время уменьшить образование окислов азота в дымовых газах возможно применением следующих конструктивных и режимно-технологических мероприятий: рециркуляцией дымовых газов в зону повышенных температур, организацией двухступенчатого сжигания, рациональным выбором типа, производительности и размещения горелочных устройств, работы с малыми избытками воздуха и др.

По имеющимся данным, например, в результате рециркуляции дымовых газов при сжигании мазута концентрация окислов азота в дымовых газах может быть снижена более чем в 2,5 раза. При двухступенчатом сжигании, когда в первой ступени топливо сжигается при недостатке или стехиометрическом количестве первичного воздуха, а вторичный воздух подводится к факелу в сечении, где температура газового потока снижается, образование окислов азота ограничивается не только пониженной температурой, но и недостатком кислорода.

Одним из режимных мероприятий для уменьшения выброса вредных окислов на ТЭС может явиться частичный (10—30%) переход при неблагоприятных метеорологических условиях (инверсия) в периоды пиковых концентраций SO_2 в атмосфере городов на сжигание топлива с пониженным содержанием серы.

20-5. ОТВОД В АТМОСФЕРУ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Дымовые трубы

Одним из основных средств уменьшения загрязнения атмосферы вредными примесями, выбрасываемыми через дымовые трубы тепловых электростанций, является улучшение рассеивания дымовых газов. Этому способствует уменьшение числа дымовых труб на электростанции (источников выбросов) и увеличение их высоты, а также скорости газов на выходе из устья трубы, что препятствует отклонению потока дымовых газов вниз.

При большой высоте труб дымовые газы, вынесенные в высокие слои атмосферы, продолжают распространяться в них, вследствие чего резко снижается концентрация вредных примесей в приземном слое воздуха. При этом в неблагоприятных атмосферных условиях дымовой факел может прорваться через верхний слой инверсионной зоны атмосферы и, таким образом, в известной мере окажется изолированным от контакта с нижними ее слоями.

В настоящее время на мощных электростанциях в СССР и за рубежом сооружают дымовые трубы высотой 250 и 320 м, в некоторых случаях высотой 365 м (электростанция Митчелл, США); рассматриваются вопросы создания труб высотой 400 и 500 м.

Стоимость дымовых труб с увеличением их высоты резко возрастает. По имеющимся расчетам при увеличении высоты от 180 до 250 м стоимость дымовой трубы возрастает примерно в 3 раза, а до высоты 320 м — в 6—10 раз, поэтому вполне естественно стремление присоединить к одной трубе возможно большую мощность — до 1600—2000 МВт и более; например, на электростанции Дрэкс (Англия) мощностью около 4000 МВт установлена всего одна трехствольная дымовая труба высотой 260 м.

Авария или вывод из работы таких труб для ремонта вызывают существенный экономический ущерб, вследствие чего резко возросли требования к повышению надежности и долговечности труб большой высоты. Особенно ухудшаются условия работы дымовых труб в результате снижения температуры уходящих газов современных парогенераторов, способствующего конденсации водяных паров в ограждающих конструкциях трубы. При сжигании топлива с большим содержанием серы в дымовых трубах образуется агрессивная среда и повышается температура точки росы.

Теоретические исследования и натурные измерения показали, что при увеличении скорости движения дымовых газов выше определенного предела (примерно 20 м/с) в конических стволах дымовых труб возникает избыточное давление газовой среды по отношению к окружающему воздуху, достигающее 200—300 Па, при наличии разрежения в нижней части трубы (рис. 20-13). Под влиянием этого давления в железобетонных трубах происходит перемещение среды от внутренней поверхности футеровки к наружной поверхности железобетонного ствола, что увеличивает скорость разрушения футеровки и вызывает коррозию бетона и арматуры и периодическое замораживание и оттаивание влаги в бетоне несущего ствола, в результате чего в ряде случаев уже через 5—6 лет требуется ремонт труб.

С целью повышения надежности железобетонных дымовых труб конструкции, ограждающие газовый поток и воспринимающие температурные напряжения, стали отделять от наружных конструкций, которые должны воспринимать внешние нагрузки (ветровые) и собственную массу.

В конструкциях дымовых железобетонных труб высотой 250 м и диаметром устья 6,5; 8,0; 9,6 м, разработанных институтом Теплопроект, вместо тепловой изоляции между железобетонным стволом и футеровкой создан воздушный вентилируемый кольцевой канал шириной 150 мм (рис. 20-14), в котором вентилятором поддерживается по всей высоте статическое давление, превышающее давление

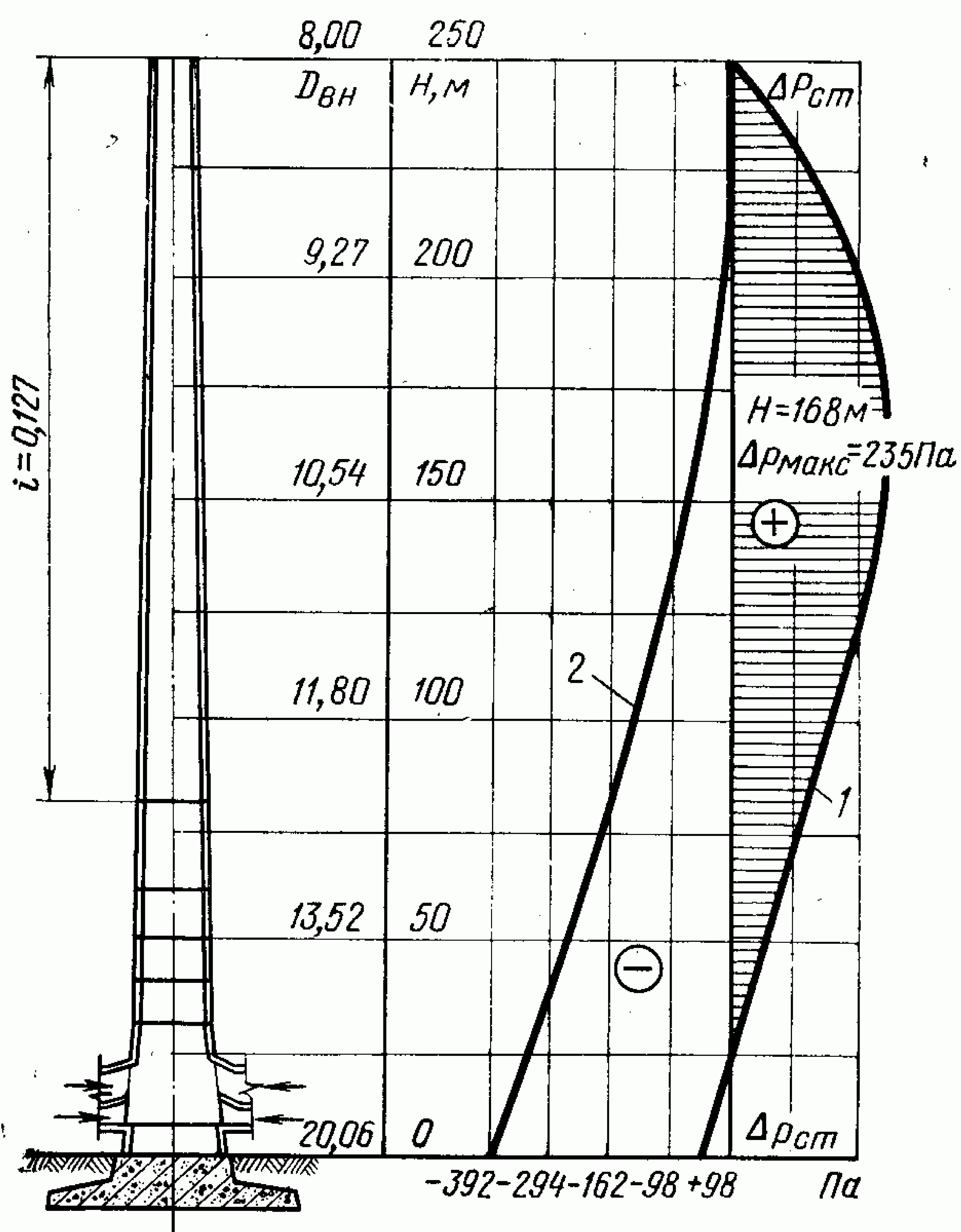


Рис. 20-13. Эпюра статических давлений в железобетонной дымовой трубе $H=250$ м, $d_0=8$ м.

1 — при работе четырех блоков по 300 МВт на трубу при нагрузке 100%; *2* — то же при нагрузке 50%.

в газоотводящем стволе. Разность этих давлений называют противодавлением. Это предотвращает фильтрацию и диффузию агрессивных компонентов дымовых газов к железобетонному стволу и предохраняет его от коррозии. Во избежание растрескивания футеровки подаваемый воздух подогревают в калорифере до 45—90°C из условия получения допустимого перепада температур в конструкции футеровки. В зависимости от температуры наружного воздуха (при $T_у=130$°C) рекомендуется следующий его начальный подогрев:

Температура наружного воздуха, °C	—20	—10	0	+10	+20
Температура начального подогрева, °C	85	80	70	60	50

Исследование труб такой конструкции (например, трубы на Новочеркасской ГРЭС, имеющей высоту 250 м) (см. рис. 20-13) подтвердило, что возможно создание оптимальных аэродинамических режимов в вентилируемом канале при различных условиях работы энергоблоков.

С учетом того, что поддержание требуемого противодавления принудительной вентиляцией канала удорожает дымовую трубу и ее

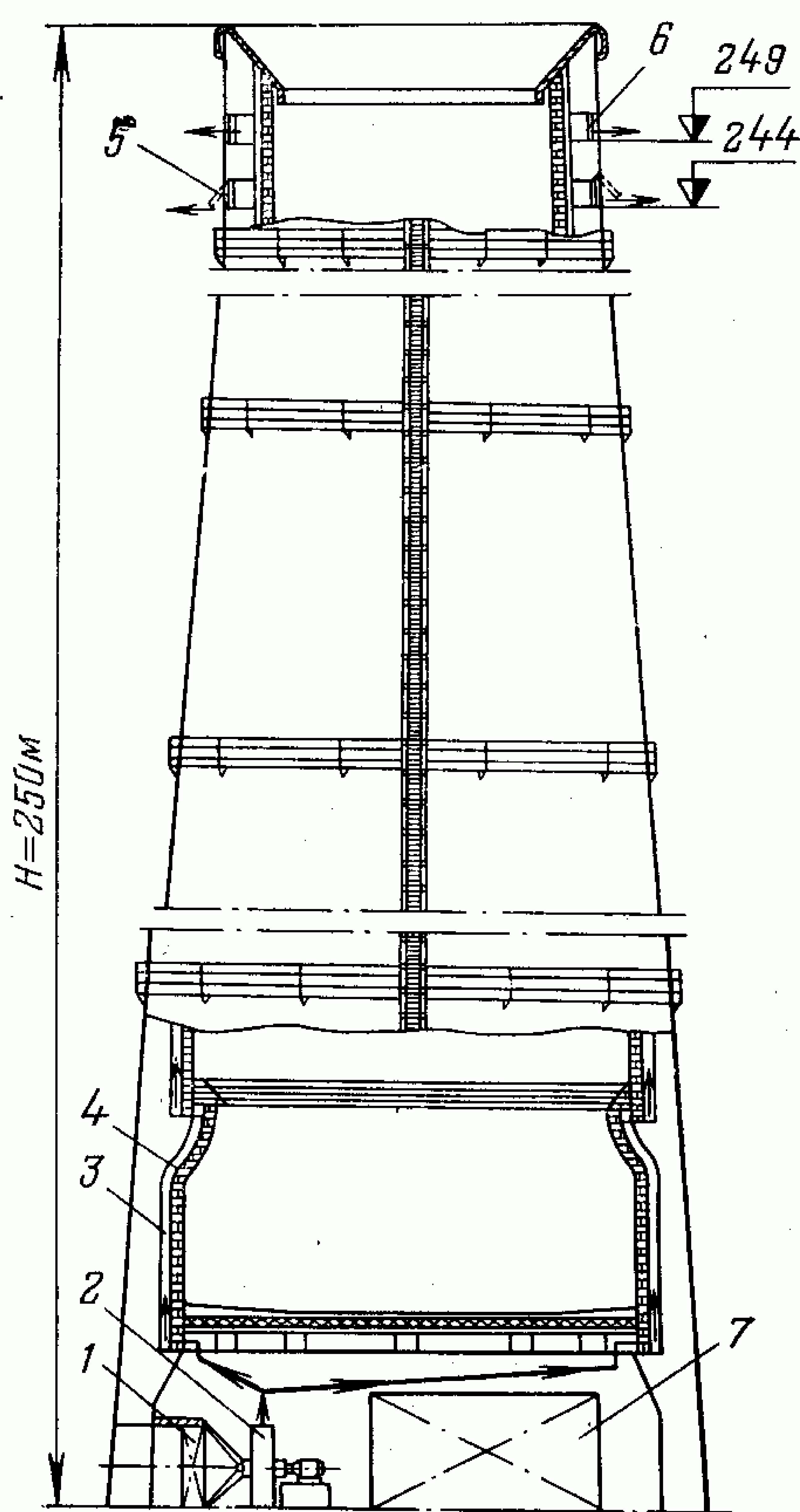


Рис. 20-14. Дымовая одноствольная железобетонная труба ($H=250$ м).

1 — калорифер; *2* — вентилятор; *3* — вентиляционный канал; *4* — футеровка; *5* и *6* — вентиляционные окна; *7* — помещение КИП.

эксплуатацию, была разработана новая конструкция железобетонных труб, обеспечивающая требуемое противодавление в *естественно вентилируемом* канале переменной ширины. В результате использования энергии самотяги размеры такого канала, например для трубы высотой 250 м с диаметром устья 9,6 м, характеризуются следующими данными:

Отметка трубы, м . . .	5	65	125	185	215	249
Ширина канала, мм . . .	360	270	180	90	46	20

Железобетонные трубы высотой 320 м с воздушными каналами между железобетонной оболочкой и газоотводящим каналом сооружены, например, на Углегорской и Запорожской ГРЭС. Газоотводящий канал дымовой трубы Запорожской ГРЭС диаметром 9 м впервые выполнен из кремнебетона, обладающего высокой прочностью на сжатие (50—80 МПа) и кислотостойкостью 97—98%.

Дальнейшие исследования вопроса о выборе оптимальной конструкции дымовых труб большой высоты для мощных электростанций как за рубежом, так и в СССР показали, что сооружение многоствольных дымовых труб в общей оболочке является более целесообразным, чем выполнение нескольких отдельно стоящих стволов. Многоствольные трубы улучшают условия эксплуатации и ремонта и повышают надежность благодаря возможности поочередного ремонта стволов во время ремонта энергоблоков при одновременном уменьшении стоимости дымовой трубы, отнесенной на 1 кВт установленной мощности.

На рис. 20-15,*а* показана схема четырехствольной дымовой трубы высотой 320 м для четырех блоков по 300 МВт. Диаметр каждого ствола 4,8 м, выходная скорость газов 25 м/с.

Несущая конструкция представляет собой четырехгранную башню с размерами вверху 6×6 м, а внизу 60×60 м. Стволы трубы расположены по наружным граням и состоят из царг высотой 6 м. В центре башни расположены грузопассажирский лифт и аварийная лестница. В устье трубы предусмотрен объединяющий стволы колпак, чтобы создать мощную общую струю газов для улучшения их рассеивания в атмосфере. Однако поскольку установка колпака вызывает ряд недостатков: нарушение независимости газовых трактов различных энергоблоков, усложнение конструкции трубы, ее монтажа и обслуживания, усложнение компенсации тепловых расширений при неравномерном нагреве стволов и т. д. — в СССР предложено многоствольные трубы электростанций проектировать с независимыми стволами. По имеющимся расчетным данным, полученным в МЭИ на основе модельных испытаний, например, при четырехствольной трубе с параллельным расположением стволов образуется единый факел и его подъем окажется таким же, как и при наличии объединяющего колпака, если будет соблюдено соотношение $t/D_0 \leqslant 1{,}3$, где t — шаг стволов; D_0 — диаметр устья трубы.

Многоствольные дымовые трубы запроектированы в СССР в виде металлической башни, воспринимающей ветровые нагрузки, и металлических самонесущих стволов (рис. 20-15,*а* — труба высотой 320 м на 4 энергоблока 300 МВт), а также в виде железобетонной оболочки, воспринимающей ветровые нагрузки, и самонесущих металлических стволов (рис. 20-15,*б* — труба высотой 250 м).

Широкому внедрению многоствольных дымовых труб с металлическими стволами препятствует отсутствие надежных противокоррозионных покрытий для них.

Многоствольные дымовые трубы можно осуществлять также с использованием в качестве газоотводящих стволов неметаллические конструкции с противодавлением.

По опубликованным данным за рубежом наиболее надежной и экономичной для мощных тепловых электростанций признана конструк-

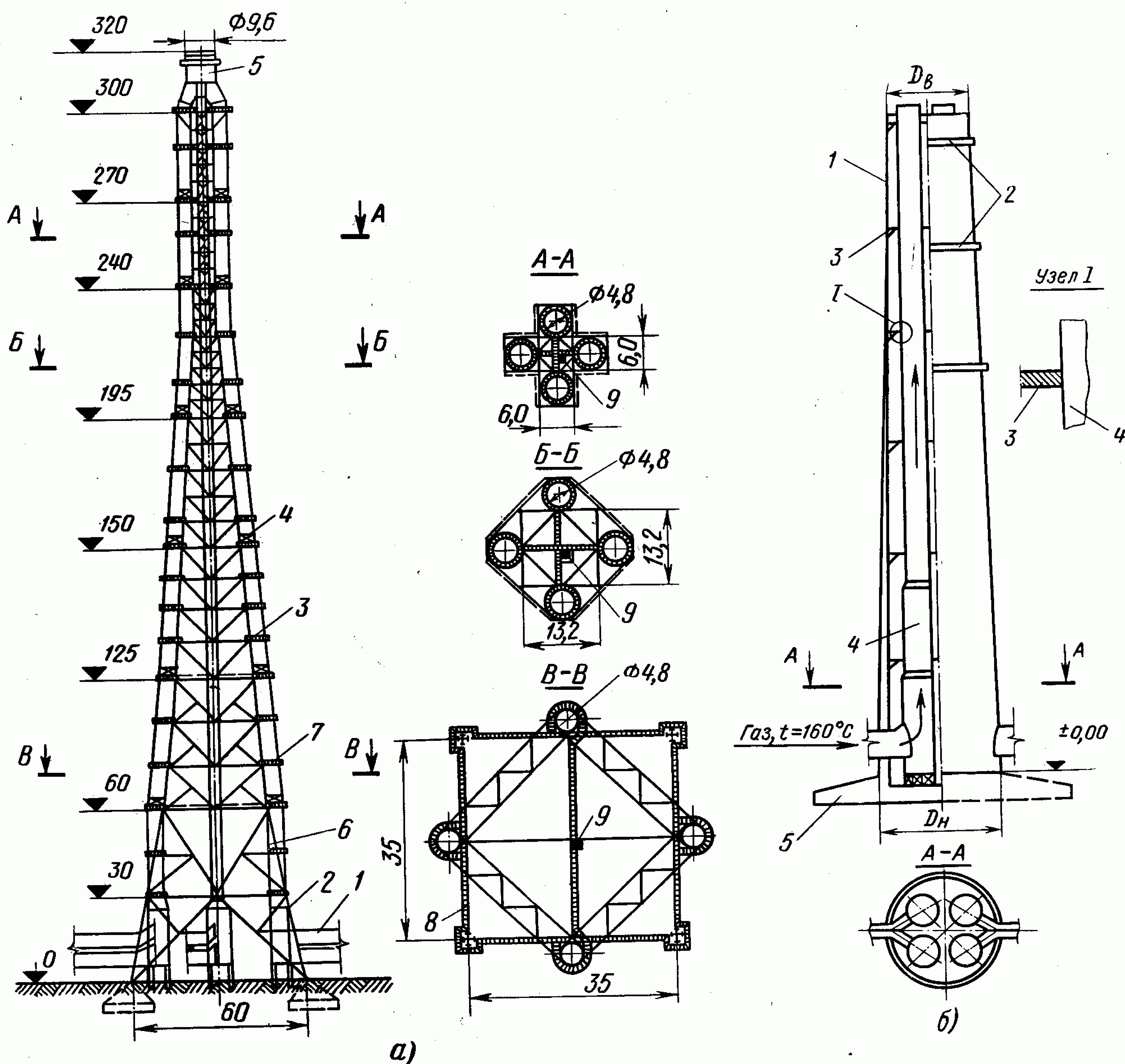


Рис. 20-15. Многоствольные дымовые трубы.

а — четырехствольная дымовая труба с опорной металлической башней: *1* — газоход; *2* — цоколь; *3* — металлический ствол; *4* — компенсатор; *5* — объединяющий колпак; *6* — башня; *7* — неподвижная опора; *8* — площадка; *9* — лифт; *б* — четырехствольная дымовая труба с железобетонной оболочкой: *1* — железобетонная оболочка трубы; *2* — светофорная площадка; *3* — сплошная металлическая площадка; *4* — металлический ствол-газоход; *5* — фундамент под трубу.

ция дымовой трубы, состоящая из наружной несущей железобетонной оболочки и внутреннего газоотводящего ствола (одного — преимущественно в США и ФРГ, или нескольких — в Англии и Японии) из металла, специального бетона или кислотоупорной керамики. Между наружным и внутренним стволами предусматривается проходное вентилируемое пространство, обеспечивающее возможность обслуживания и ремонта трубы. Дымовые трубы электростанций в СССР сооружают диаметром 4,2—9,6 м и высотой 120—320 м.

В соответствии с ПТЭ наружный осмотр дымовых труб проводится один раз в год, внутренний — один раз в 4 года. Периодически проверяют отклонения от вертикали дымовых труб высотой 100 м и более.

Определение минимальной высоты дымовой трубы

Высоту дымовой трубы электрической станции определяют из того расчета, чтобы наибольшая наземная концентрация вредных веществ $c_м$, которая может установиться на не-

котором расстоянии от трубы $x_м$ при неблагоприятных метеорологических условиях (при скорости ветра, достигающей опасного значения и интенсивном вертикальном турбулентном обмене), не превышала предельно допустимых значений.

Расчет рассеивания вредных веществ, выбрасываемых через дымовые трубы, выполняют согласно Указаниям СН369-74*, причем для каждого из этих веществ значения $c_м$, мг/м³, не должны превышать максимальной разовой предельно допустимой их концентрации в атмосферном воздухе населенных мест (ПДК), указанной в табл. 20-1, с учетом суммации действия SO_2 и NO_2.

Для определения $c_м$ при наличии одной дымовой трубы служит формула

$$c_м = AMFmnG; \qquad (20\text{-}4)$$

здесь A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы[1] и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе, $с^{2/3} \cdot К^{1/3} \cdot мг/кг$; M—количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; m и n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья трубы;

$$G = \frac{1}{H^2 \sqrt[3]{V \Delta T}}, \quad с^{1/3}/(м^3 \cdot К^{1/3});$$

H — высота дымовой трубы, м; V — объем дымовых газов, выбрасываемых из трубы, м³/с; ΔT — разность температур выходящих из дымовой трубы газов $T_г$ и окружающего воздуха $T_в$, К.

Коэффициент A принимают для неблагоприятных метеорологических условий, при которых концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе от источника выброса достигает максимального значения; для различных районов СССР этот коэффициент изменяется от 120 до 240.

Коэффициент F при расчете концентрации газообразных веществ принимают равным 1, а при расчете концентрации летучей золы — равным 2, если степень очистки золоуловителей превышает 90%, равным 2,5 при 75—90% и равным 3 при степени очистки менее 75%.

Значения коэффициентов m и n определяют по соответствующим графикам (или формулам), приведенным в Указаниях; значение коэффициента n изменяется от 1 до 3.

Расстояние $x_м$, м, на оси факела выброса, на котором достигается максимальная концентрация вредных веществ у земной поверхности $c_м$ при опасных метеорологических условиях, определяется по формуле

$$x_м = dH, \qquad (20\text{-}5)$$

где d — безразмерный коэффициент, определяемый по формулам (графикам), приведенным в Указаниях.

При подстановке в формулу (20-4) развернутого значения G получим:

$$c_м = \frac{AMFmn}{H^2 \sqrt[3]{V \Delta T}}. \qquad (20\text{-}4а)$$

Из этой формулы следует, что минимально допустимая геометрическая высота дымовой трубы, м, при которой максимальная концентрация каждого вредного вещества $c_м$ не должна превышать соответствующей ПДК, определяется из выражения

$$H = \sqrt{\frac{AMFmn}{ПДК \sqrt[3]{V \Delta T}}}. \qquad (20\text{-}6)$$

Если в выбросе имеются различные вредные вещества (зола, SO_2, NO_2) с отличающимися значениями ПДК, высоту дымовой трубы определяют по наибольшему значению H, которое получается для каждого вредного вещества в отдельности (с учетом суммации действия SO_2 и NO_2).

При сооружении электростанций в районах, где атмосферный воздух загрязнен теми же вредными веществами действующих предприятий, следует учесть начальную концентрацию (фоновую) $c_ф$, мг/м³. В этом случае $c_ф + c_м$ для каждого вредного вещества не должна превышать ПДК. С учетом $c_ф$ высоту дымовой трубы определяют по формуле

$$H = H_0 \sqrt{\frac{ПДК}{ПДК - c_ф}}, \qquad (20\text{-}7)$$

где H_0 — высота дымовой трубы без учета $c_ф$. Значение $c_ф$ устанавливают органы санинспекции и Главгидрометслужбы.

Здесь изложены лишь некоторые общие принципы, положенные в основу выбора высоты дымовой трубы. При конкретном проектировании эти вопросы решаются в соответствии с Указаниями СН369-74.

По нормам технологического проектирования тепловых электростанций тип золоулавливающих устройств и высоту дымовых труб выбирают в соответствии с изложенной методикой расчета рассеивания в атмосфере выбросов из дымовых труб электростанции и при твердом топливе проверяют по допустимой запыленности газов перед дымососом. Расчет ведется по

* Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ. М., Стройиздат, 1975.

[1] Стратификация — слоистое строение атмосферы, обусловленное различием физических свойств слоев (температуры, плотности и др.) на различных высотах.

расходу топлива при максимальной электрической нагрузке электростанции и тепловой нагрузке при средней температуре наиболее холодного месяца. При летнем режиме в случае установки пяти и более турбин расчет ведется с учетом остановки одной из них.

Эффективная высота дымовой трубы

При подсчете концентрации пыли и газов в атмосферном воздухе в ряде формул, предложенных в СССР и за рубежом, принимается не геометрическая высота трубы H, а эффективная высота выброса

$$H_e = H + \Delta H, \tag{20-8}$$

называемая *эффективной высотой* дымовой трубы (рис. 20-16). Величина H_e представляет собой сумму геометрической высоты трубы H и подъема факела дымовых газов над устьем трубы ΔH, который определяется динамическим подъемом факела, обусловливаемым кинетической энергией струи газов на выходе ее из трубы, а также тепловым подъемом из-за разности плотности газов и окружающего воздуха. Высота подъема факела над устьем трубы ΔH зависит от диаметра устья трубы, скорости газов на выходе из трубы, скорости ветра, разности температуры газов и окружающего воздуха и других факторов.

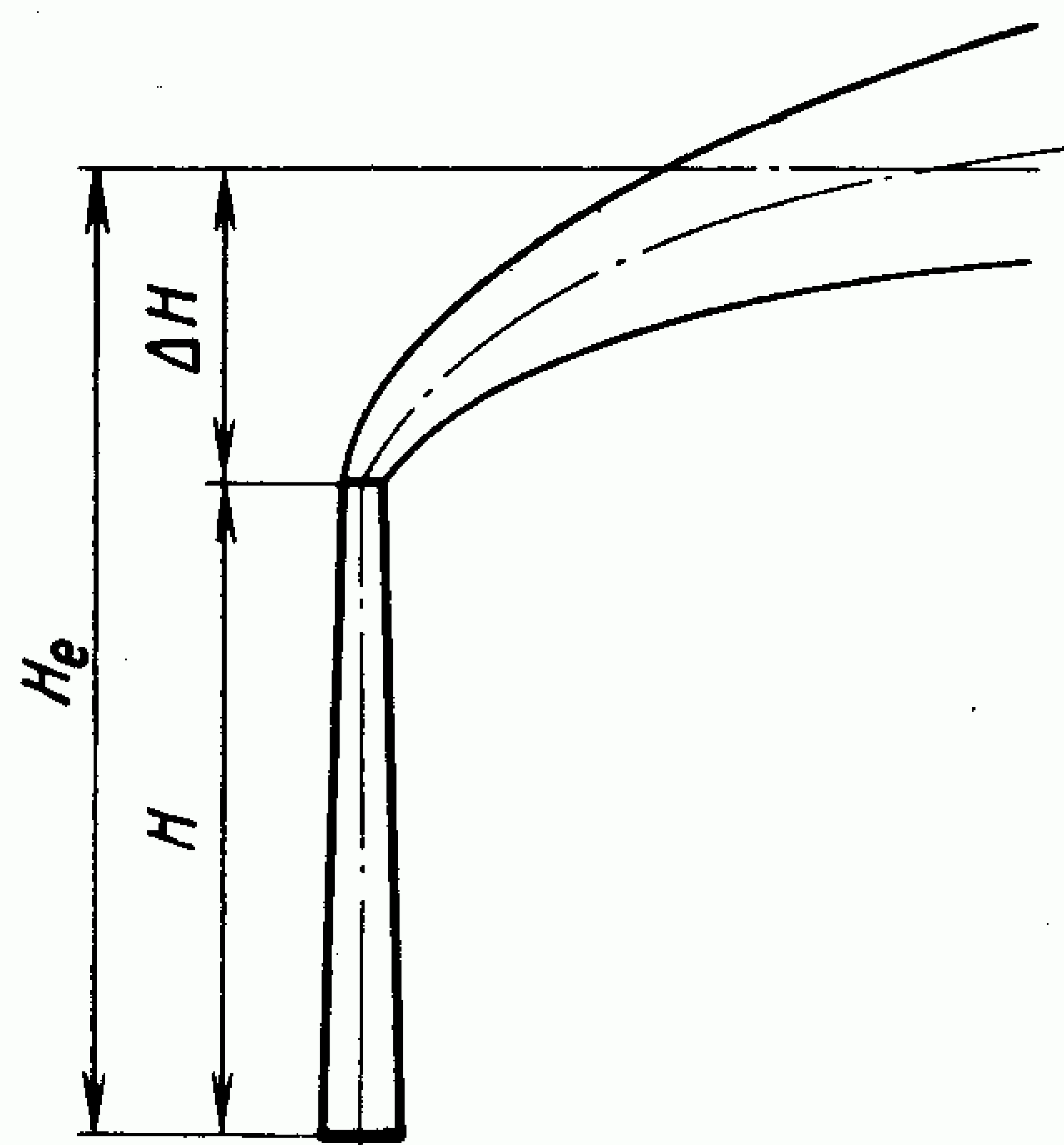


Рис. 20-16. Эффективная высота дымовой трубы.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЕРВАЯ

ЗОЛОУДАЛЕНИЕ

21-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Система удаления и складирования золы и шлака современных крупных электрических станций, называемая золоудалением, представляет собой сложный комплекс, включающий специальное оборудование и устройства, а также многочисленные инженерные сооружения. Ее назначением является удаление шлака, образующегося в топках, и золы, уловленной золоуловителями парогенераторов, транспорт их за пределы территории электростанции, часто на значительное расстояние (до 10 км и больше), и организация их складирования на золошлакоотвалах.

На действующих электростанциях СССР в основном осуществлено *гидравлическое* золошлакоудаление. В ряде случаев применены *комбинированные* системы, например, для сбора золы от золоуловителей — *пневматическая*, а для удаления шлака и золы за пределы территории электростанции — *гидравлическая*.

Различают следующие основные системы гидрозолоудаления (рис. 21-1): а) совместный гидротранспорт шлака и золы (шлакозоловой пульпы) центробежными (багерными) насосами, эжекторными гидроаппаратами Москалькова, по самотечным каналам; б) раздельный гидротранспорт, когда шлаковую пульпу транспортируют багерными насосами или эжекторными гидроаппаратами, а золовую пульпу — центробежными (шламовыми) насосами, либо и шлак и золу транспортируют по отдельным самотечным каналам.

Гидротранспорт золы и шлака по самотечным каналам или трубам является наиболее простым, надежным и экономичным, но его возможно осуществлять лишь в сравнительно редких случаях, когда имеется благоприятный профиль местности и золошлакоотвал располагается на значительно более низком уровне, чем главное здание электростанции.

Раздельное удаление и складирование золы и шлака применяют: а) при наличии благоприятных местных условий, когда более экономична подача шлака на имеющийся вблизи электростанции отвал, а золы — в отвал, расположенный на более далеком расстоянии; б) при наличии соответствующих требований использования шлака и золы для различных целей, когда смешение их недопустимо.

Наиболее универсальной и экономичной является система гидрозолоудаления с багерными насосами, транспортирующими совместно золовую и шлаковую пульпу. В настоящее время для мощных электростанций СССР осуществляют, как правило, эту систему гидрозолоудаления. Этот способ получил широ-

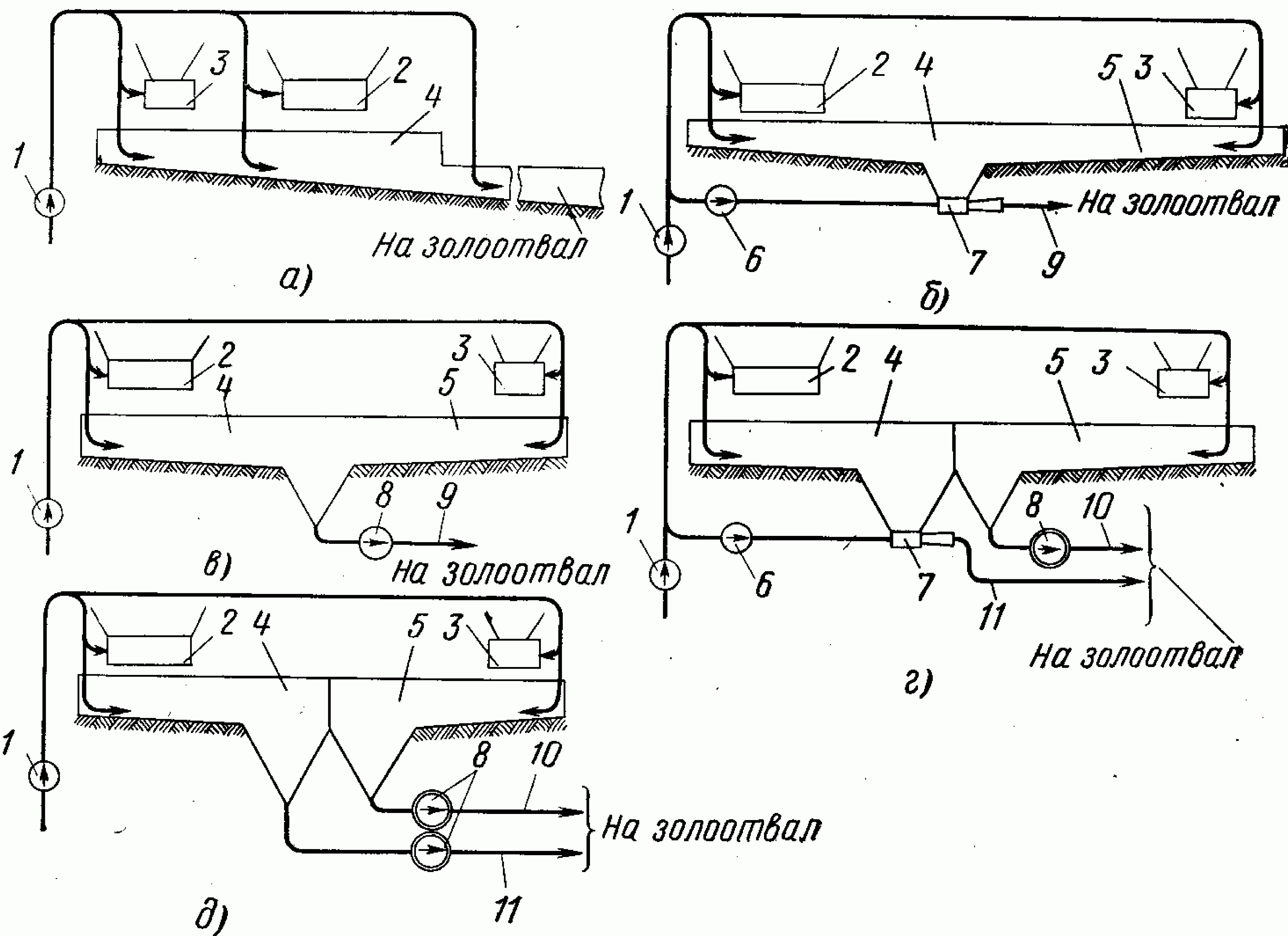


Рис. 21-1. Принципиальные схемы гидрозолоудаления электростанций.

а — самотечная система; *б* — совместный гидротранспорт золы и шлака эжекторными гидроаппаратами; *в* — то же багерными насосами; *г* — раздельный гидротранспорт шлака (эжекторными гидроаппаратами) и золы (шламовыми насосами); *д* — то же шлака (багерными насосами) и золы (шламовыми насосами); *1* — насос смывной воды; *2* — устройство для удаления шлака, образовавшегося в топке; *3* — золосмывной аппарат; *4* и *5* — золошлаковый канал; *6* — насос эжектирующей воды; *7* — эжекторный гидроаппарат; *8* — багерный насос; *9* — золошлакопровод; *10* — золопровод; *11* — шлакопровод.

кое распространение также и вследствие его экономичности и способности обеспечить нормальные санитарно-гигиенические условия труда в парогенераторном помещении. Системы гидравлического золоудаления можно выполнять любой производительности, что обусловливает перспективность их дальнейшего применения при возрастании единичной мощности энергоблоков и электростанций в целом.

Вследствие большого расхода воды в системах гидрозолоудаления — до нескольких тысяч кубических метров в час, а также повышенных требований к чистоте вод, сбрасываемых в водоемы общего пользования, системы гидрозолоудаления осуществляют с *замкнутой схемой водоснабжения,* когда повторно используется вода, осветленная в отстойнике золошлакоотвала (см. рис. 21-14,*а*).

В некоторых случаях осуществляют *гидропневматическую* систему золоудаления, которая отличается от чисто гидравлической тем, что для подачи шлакозоловой пульпы на золошлакоотвал используется *эрлифт* (см. стр. 354) либо сбор золы внутри парогенераторного помещения осуществляется пневматически, а затем к аэрозоловой смеси подают воду (см. стр. 356) и золу на золоотвал транспортируют в виде трехфазной смеси (зола, воздух, вода); удаление шлака — гидравлическое.

В случаях недостатка воды, невозможности организации золошлакоотвала вблизи электростанции, в условиях вечной мерзлоты вместо гидравлической применяют пневматическую систему золоудаления. Эта система сложнее гидравлической и требует значительно больших эксплуатационных расходов. При промышленном использовании сухой золы и шлака обязательно применяется в качестве резервной гидравлическая система.

Пневматическую систему золоудаления осуществляют по напорной, всасывающей (вакуумной) или смешанной схеме (в парогенераторном помещении — вакуумная, а за его пределами — напорная, допускающая передачу золы на расстояние до 1 км и больше).

Для удаления шлака в этих случаях используют гидравлическую систему. Из-за недостатков, присущих напорной системе (пыление), преимущественное применение получила вакуумная система пневмозолоудаления.

Рациональный выбор метода золоудаления — гидравлического, пневматического или комбинированного в увязке с возможностями утилизации золы и шлака, получаемых при сжигании различных видов топлива, обосновывают при проектировании электростанции.

Стоимость удаления золы на одинаковые расстояния от электростанции при пневматическом золоудалении, как правило, выше, чем при гидравлическом, так как пневматические системы требуют больших затрат на ремонт и транспорт золы.

21-2. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ И ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ЗОЛОУДАЛЕНИЕ

Гидравлическое золоудаление

На рис. 21-2 показана общая схема совместного гидравлического удаления золы и шлака багерными насосами. Образующийся в топ-

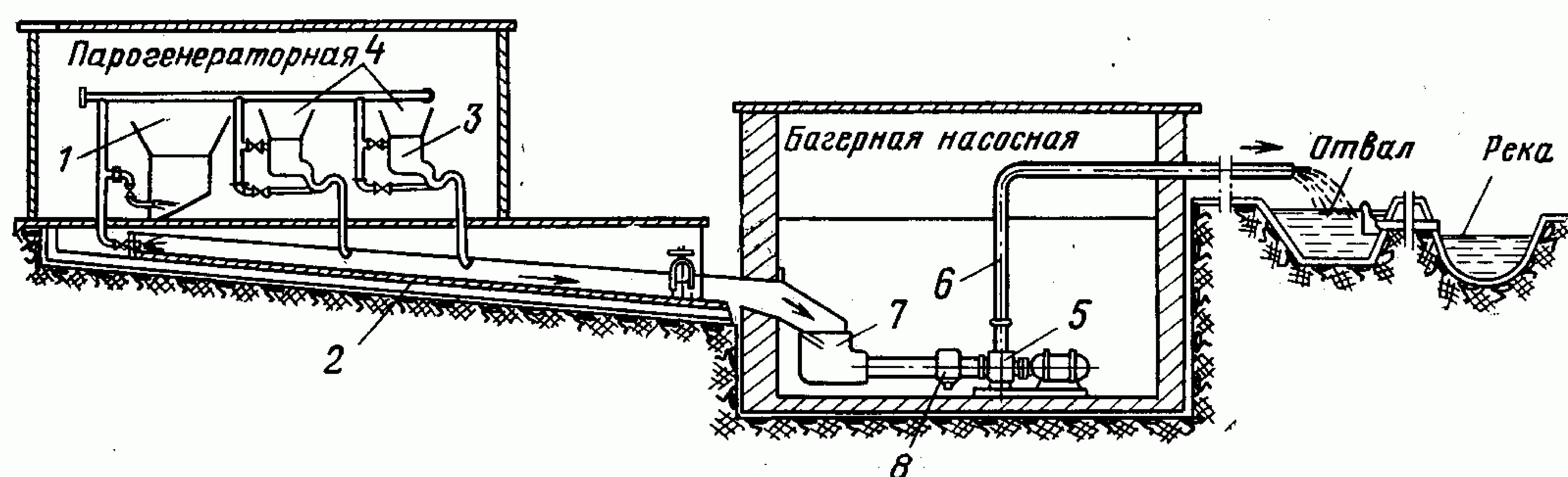


Рис. 21-2. Общая схема совместного гидравлического удаления золы и шлака багерными насосами.

ке парогенератора шлак поступает в шлакоудаляющее устройство *1*, из которого удаляется в самотечный канал *2* системы гидрозолоудаления, в него подается также смывными устройствами *3* из бункеров *4* летучая зола, уловленная в золоуловителе. Из канала гидрозолошлаковая смесь (пульпа) поступает к багерным насосам *5*, которые по стальным трубопроводам *6* перекачивают ее на золошлакоотвал. Перед поступлением к багерному насосу пульпа проходит через центральную дробилку *7* (если отсутствуют дробилки у шлакоудаляющих устройств под парогенераторами), где происходит измельчение шлака до кусков размером не более 25—30 мм, а затем через металлоуловитель *8*. Осветленная вода поступает из отвала в отстойный бассейн, если осуществлена замкнутая (оборотная схема), либо в ближайший водоем, если водоснабжение системы гидрозолоудаления выполнено по разомкнутой (прямой) схеме.

На ряде действующих электростанций СССР для транспорта золы и шлака в отвал применены не багерные насосы, а эжекторные гидроаппараты.

В этих случаях описанная выше схема гидрозолоудаления в пределах парогенераторного помещения в основном сохраняется. Шлаковая и золовая пульпа по смывным каналам поступает в общий приемный бункер, из которого по общему золошлакопроводу перекачивается в отвал не багерным насосом, а гидроаппаратом (см. рис. 21-1,*б*).

Из рассмотрения общих схем гидрозолоудаления следует, что основными их элементами являются: устройства для удаления шлака и золы из парогенератора, шлакозоловые каналы внутри парогенераторного помещения для безнапорного транспорта, багерные и шламовые насосы, шлакодробилки, эжекторные гидроаппараты, насосы смывной и эжектирующей воды и пульпопроводы для напорного транспорта гидрозолошлаковой смеси до золошлакоотвала.

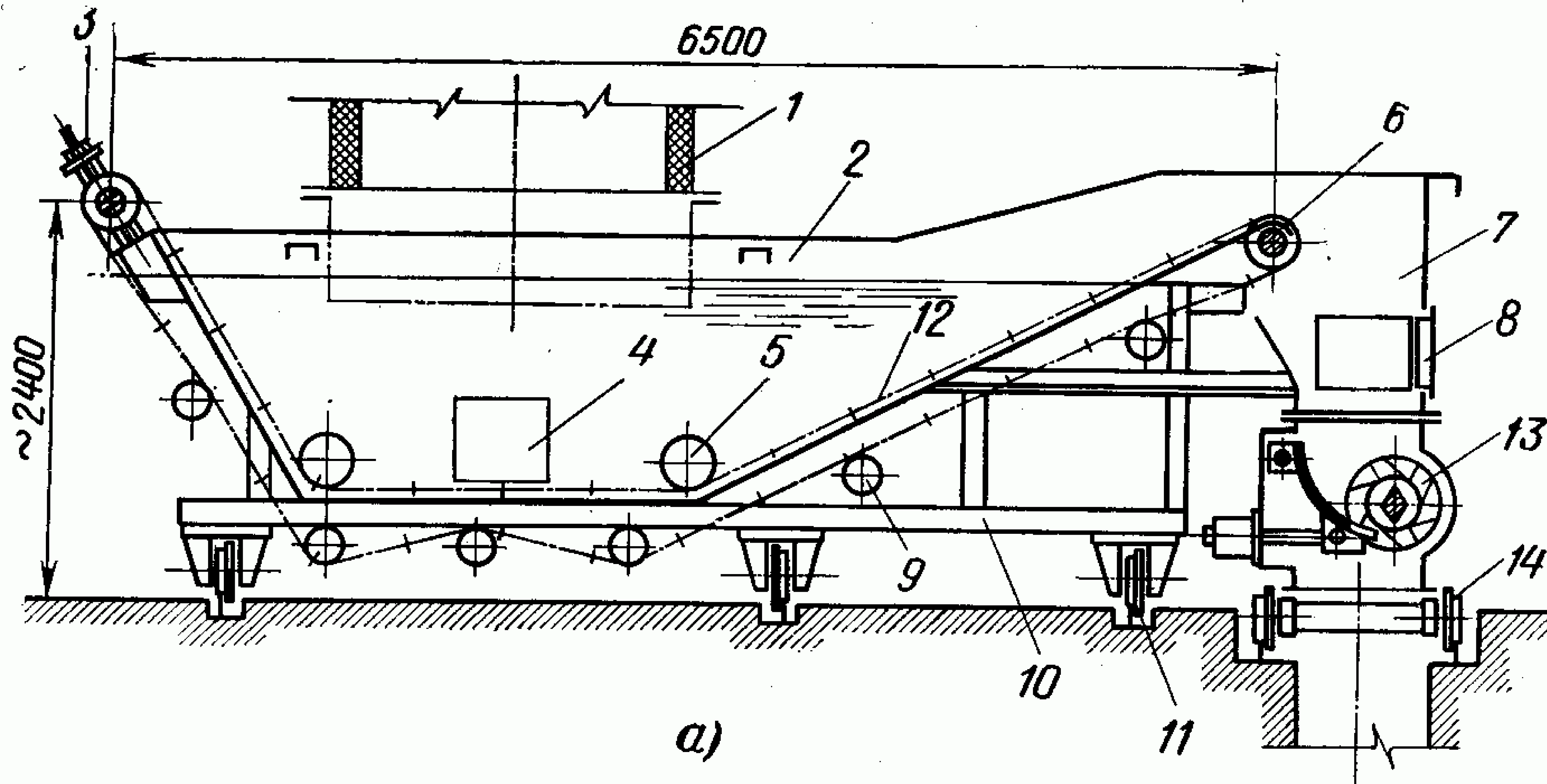
Для *удаления* шлака из топок парогенераторов большой паропроизводительности, образующегося как в жидком, так и в твердом состоянии, служат механизированные устройства непрерывного действия — со скребковым транспортером (ТКЗ и ЗиО) или со шнековым транспортером (БКЗ и ЗиО).

Скребковые транспортеры (рис. 21-3,*а*) устанавливают на рельсах для выкатывания из-под парогенератора при ремонте; дробилки и их привод располагают на раме транспортера либо на индивидуальных тележках. Производительность таких транспортеров 4—5 и более т/ч; дробилки — трехвалковые (ТКЗ) и одновалковые (ЗиО). Объем ванны до 10 м³. Эти транспортеры незаменимы при крупном, глыбообразном шлаке.

Шнековые транспортеры (рис. 21-3,*б*) имеют ванну с наклонным лоткообразным дном. Производительность этих транспортеров 4—8 т/ч. Диаметр шнека 500—600 мм, длина 5—8 м, угол наклона 15—25°. Как правило, за шнеком под шлаковой течкой располагают дробилки. Эти транспортеры отличаются простотой устройства, но подвергаются большому износу, особенно при жидком шлаке.

В последнее время ТКЗ разработана *роторная* система шлакоудаления, совмещающая функции дробилки и транспортера, предназначенная для установок с удалением шлака в жидком состоянии. Это устройство состоит из ванны, наклонно расположенного ребристого ротора с лопастями и конуса, также имеющего ребра. Дробление шлака осуществляется в результате защемления кусков между ротором и конусом, а измельченный шлак удаляется лопастями ротора в шлакосбросную течку.

Для парогенераторов средней мощности при удалении из топок шлака в твердом состоянии применяют также шлакосмывные шахты непрерывного смыва. В этих шахтах шлак постоянно смывается из лотка водой, поступающей из неподвижного смывного сопла, и через гидрозатвор сбрасывается в шлаковый канал. Иногда в эти шахты встраивают дробилки. Удовлетворительная работа таких шахт обеспечивается при мелком шлаке и при



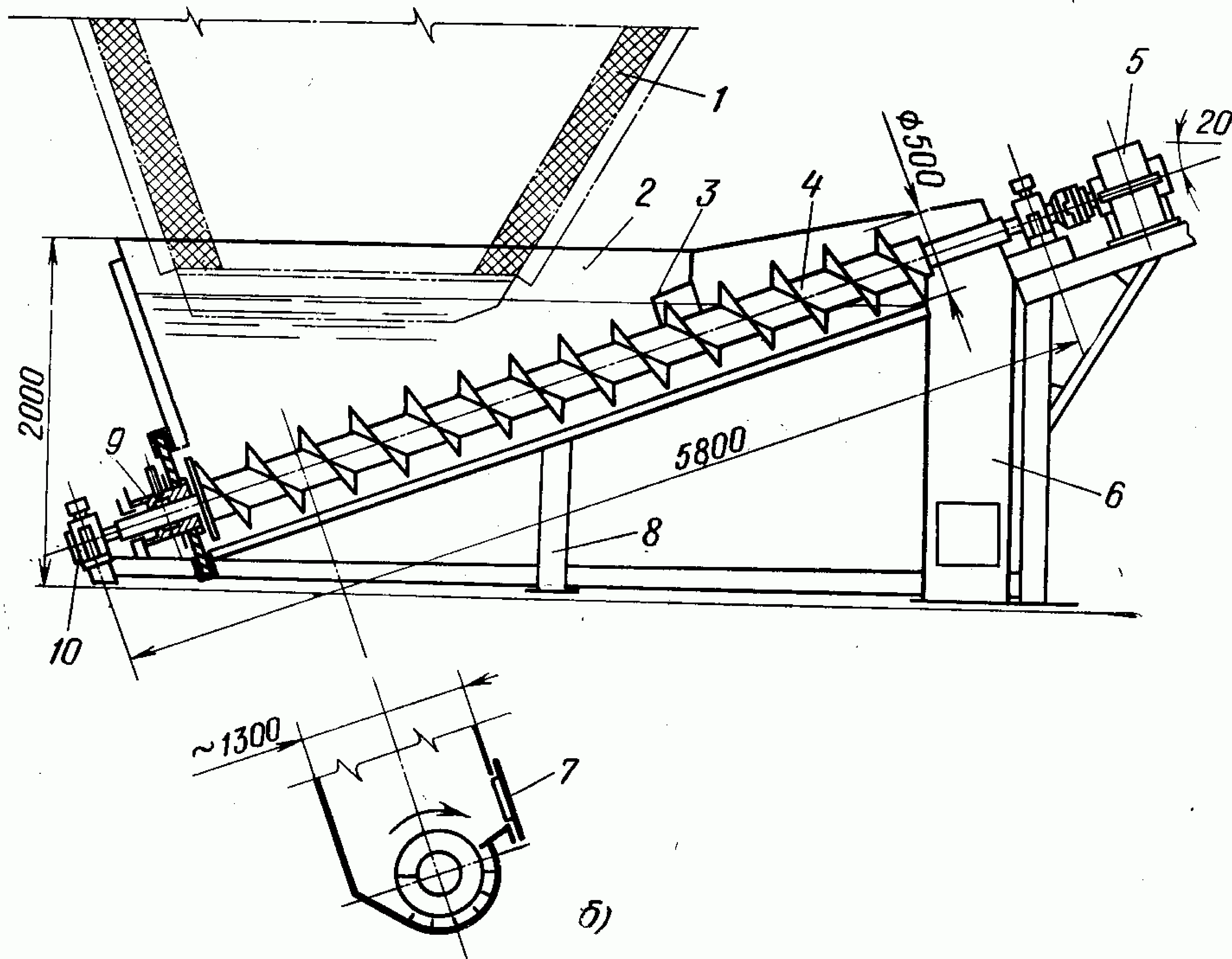


Рис. 21-3. Шлакоудаляющие устройства непрерывного действия.

а — скребковый транспортер: *1* — шахта летки; *2* — ванна; *3* — натяжное устройство тяговых цепей; *4* — люк; *5* — направляющий каток; *6* — ведущие звездочки; *7* — шлаковая течка; *8* — люк для очистки дробилки; *9* — поддерживающий каток; *10* — рама-каркас ванны; *11* — ходовые колеса ванны; *12* — скребки; *13* — дробилка; *14* — тележка дробилки; *б* — шнековый транспортер: *1* — бункер холодной воронки; *2* — ванна; *3* — кольцо для дробления шлака; *4* — шнек; *5* — привод шнека; *6* — шлаковая течка; *7* — люк; *8* — опорная конструкция; *9* — втулка; *10* — подшипник.

отсутствии значительных обвалов шлака из топки.

В табл. 21-1 приведены некоторые данные, характеризующие шлакоудаляющие устройства.

Таблица 21-1

Тип установки	Состояние шлака при выходе из топки	Расход воды, м³/т шлака	Расход электроэнергии, кВт·ч/т шлака
Шлакосмывные шахты	Твердое	3—5	3—5
Ванные со скребковыми или шнековыми транспортерами	Твердое и жидкое	5—12	0,8—2,4

Для удаления летучей золы из бункеров золоуловителей служат *золоспускные устройства* (для дозирования выдаваемой золы) и *золосмывные аппараты* (для смачивания и перемешивания золы с водой). При большом числе золосмывных аппаратов (у современных мощных парогенераторов число таких аппаратов составляет 24—40) для сбора золовой пульпы прокладывают коллекторы длиной до 40 м и диаметром до 300 мм с уклоном 2—3%. В эксплуатации находятся золосмывные аппараты различных типов, из которых более распространенными являются аппараты, разработанные ОРГРЭС (рис. 21-4), которые могут работать без установки над ними золоспускных устройств.

Дробилки для измельчения шлака различают индивидуальные (устанавливаемые под каждой ванной или шахтой) и центральные (в багерной насосной). Привод шлакодробилок выполняют электрический или гидравлический. На рис. 21-5,*а* показана одновалковая шлакодробилка производительностью 12 т/ч, устанавливаемая в багерной насосной, а на рис. 21-5,*б* — трехвалковая индивидуальная дробилка производительностью 10 т/ч при начальных размерах кусков шлака до 400 мм и конечных 25 мм.

При наличии под парогенераторами индивидуальных дробилок, выдающих шлак с раз-

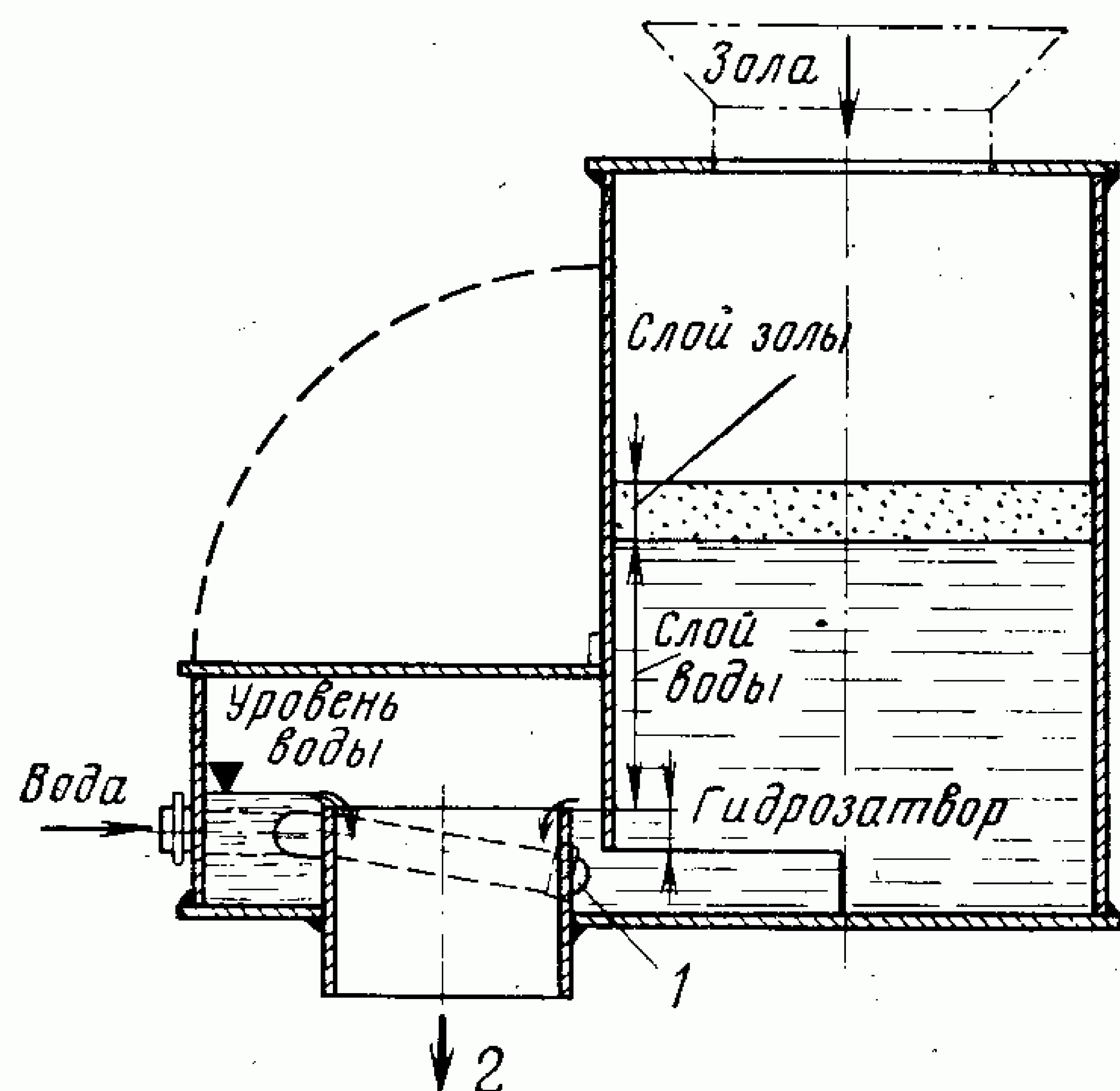


Рис. 21-4. Золосмывной аппарат.
1 — смывное сопло; 2 — выдача золовой пульпы.

мером кусков меньше 40 мм, в багерной насосной шлакодробилки не устанавливают.

Гидротранспорт золы и шлака в пределах парогенераторного помещения до насосов (или гидроаппаратов) осуществляется в большинстве случаев по самотечным каналам, проложенным ниже уровня пола зольного помещения.

Шлаковые и золовые каналы в пределах парогенераторного помещения выполняют раздельными, со следующим уклоном в сторону движения пульпы: на прямых участках для шлаковых каналов при удалении шлака в твердом состоянии не менее 1,5%, а при удалении из топок шлака в жидком состоянии не менее 1,8%; на поворотах — не менее 3%. Золовые каналы выполняют с уклоном не менее 1%.

Трассу шлаковых и золовых каналов, как правило, выполняют прямой — по оси шлакозолосмывных устройств.

Типовыми являются железобетонные каналы, облицованные плитами из литого базальта (или диабаза) со съемными металлическими перекрытиями на уровне пола, который выполняют с уклоном не менее 1% в сторону каналов гидрозолоудаления.

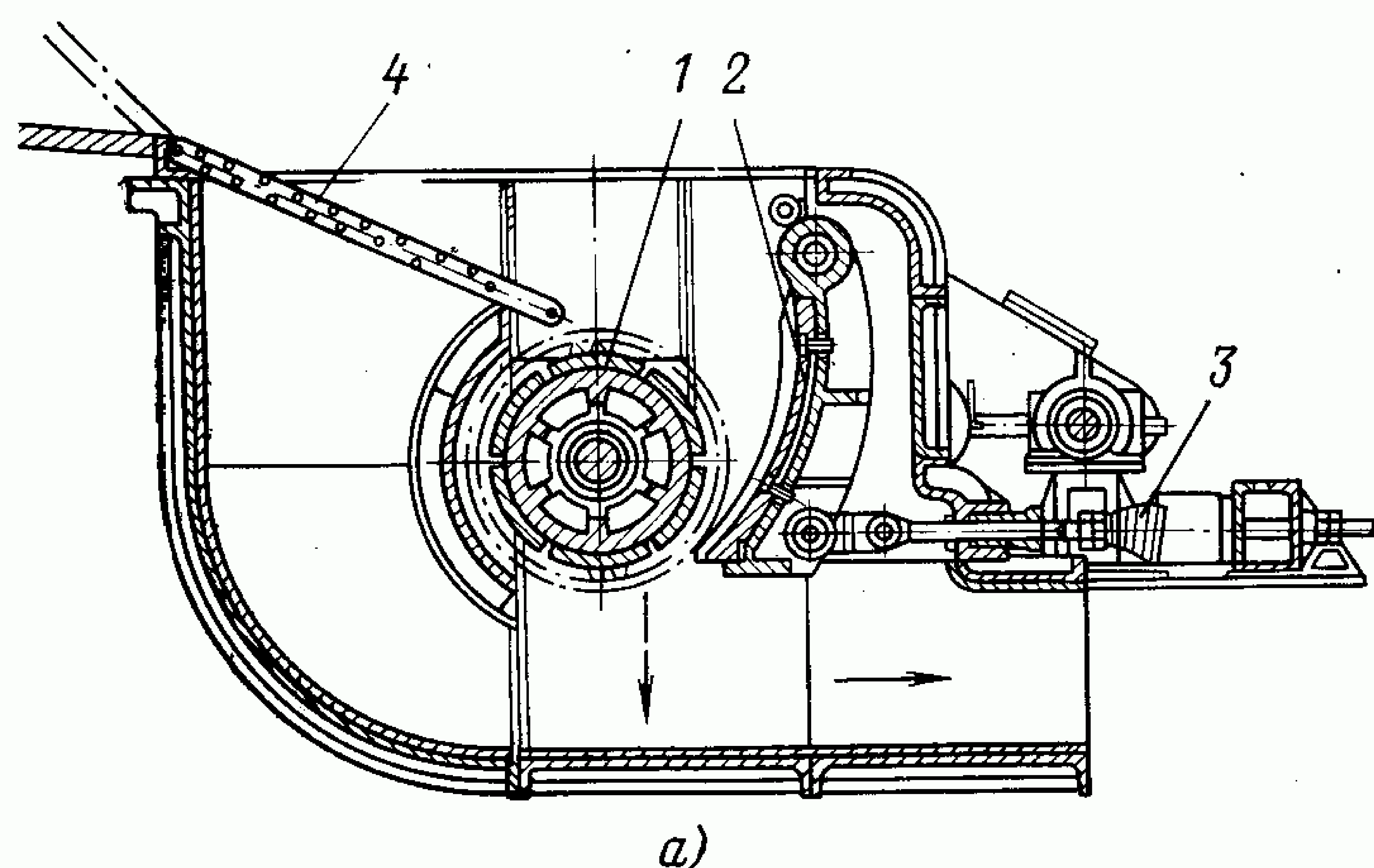
За пределами здания парогенераторов каналы выполняют, как правило, подземными проходными высотой не менее 1,8 мм, прямыми с наименьшим числом поворотов.

На рис. 21-6,*а* показана схема каналов при совместном удалении шлака и золы и расположении багерной насосной за пределами здания парогенераторов, а на рис. 21-6,*б* — то же, но при раздельном их удалении.

Для обеспечения надежного транспорта шлака и золы по трассе каналов располагают побудительные сопла в торцах каналов, местах их сопряжения, на поворотах, под каждой шлакосмывной шахтой, под золоспускными течками и по длине каналов.

Чтобы предотвратить повреждение багерных насосов, забивание горловин гидроаппаратов металлическими предметами, а также во избежание отложения мелких включений металла, прошедших через гидроаппарат или багерный насос, способствующих заилению или забиванию золошлакопроводов, перед насосами и гидроаппаратами устанавливают *металлоуловители*. Эти устройства выполняют инерционными, гравитационными или комбинированными, т. е. с использованием обоих этих принципов.

Насосы, подающие шлаковую или шлакозоловую пульпу, называют *багерными*, а подающие золовую пульпу — *шламовыми*. В ка-



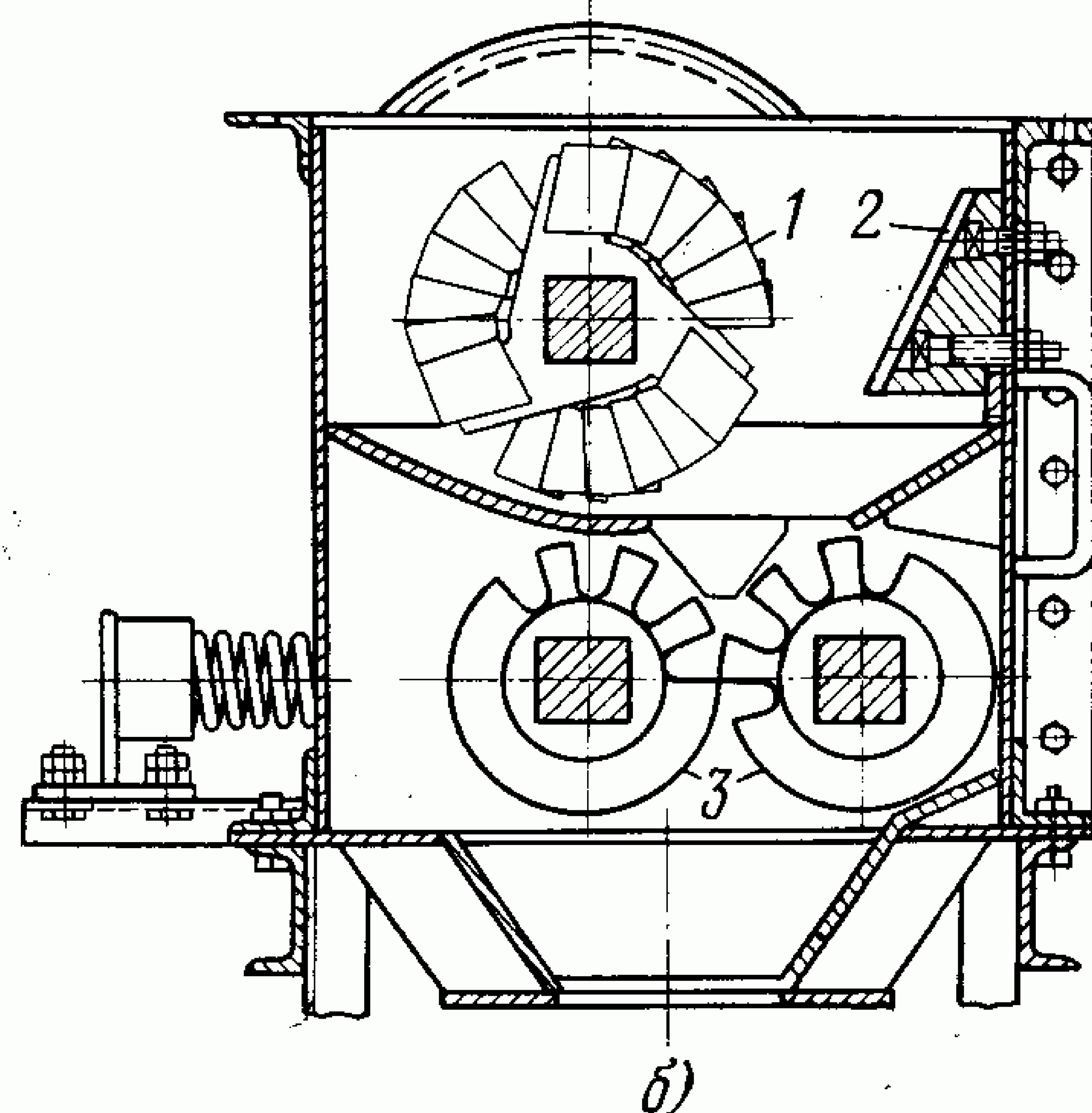


Рис. 21-5. Шлакодробилки.
а — центральная для установки в багерной насосной: 1 — барабан с зубьями; 2 — дробильная щека; 3 — натяжная пружина; 4 — решетка; *б* — индивидуальная трехвалковая: 1 — верхний валок; 2 — щека; 3 — нижние валки.

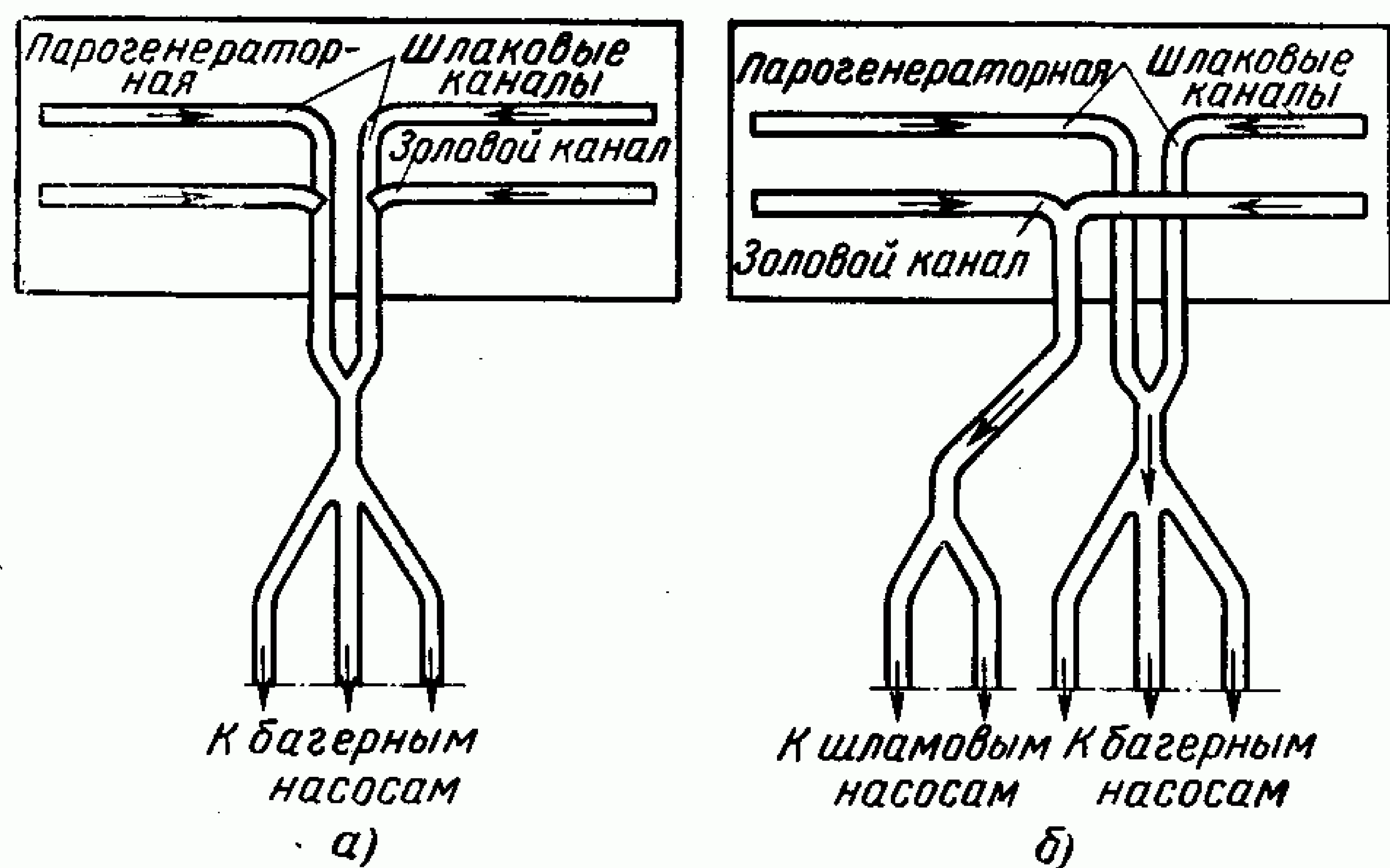


Рис. 21-6. Схемы каналов.

а — совместное удаление золы и шлака **багерными насосами**; *б* — удаление шлаковой пульпы багерными насосами, а золовой пульпы — шламовыми насосами.

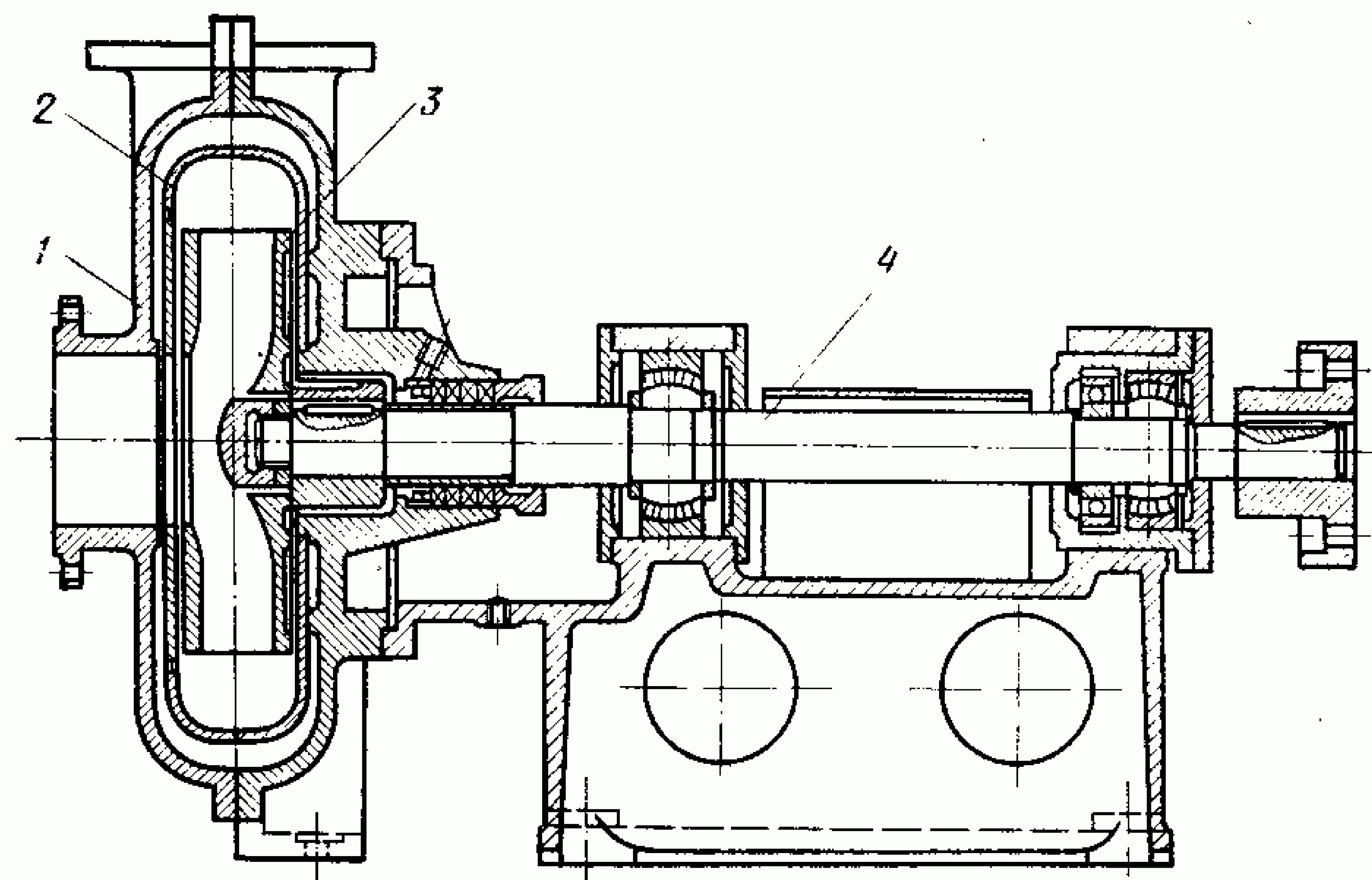


Рис. 21-7. Грунтовой насос.

1 — **наружный корпус**; *2* — внутренний корпус; *3* — рабочее колесо; *4* — вал.

честве багерных и шламовых используют центробежные насосы различных типов — угленасосы, землесосы, песковые, грунтовые и др. Обычно используют грунтовые насосы (рис. 21-7), которые располагают так, чтобы их всасывающий патрубок всегда находился под заливом.

Для подачи осветленной воды в системах золоудаления с замкнутой схемой водоснабжения используют обычные насосы для чистой воды или шламовые насосы легкого типа.

Насосы оросительной, смывной, эжектирующей воды и шламовые устанавливают с резервным агрегатом в каждой группе насосов. Багерные насосы устанавливают с одним резервным и одним ремонтным в каждой их группе.

Гидроаппарат Москалькова по конструкции и принципу работы представляет собой горизонтальный водоструйный эжектор. Помимо создания напора, обеспечивающего транспорт пульпы до золошлакоотвала, гидроаппарат также дробит куски шлака от 100—120 мм до размера, равного диаметру диффузора (50—65 мм), поэтому перед ним не требуется устанавливать шлакодробилку.

Действие гидроаппарата (рис. 21-8) заключается в следующем. Эжектирующая вода из напорного трубопровода поступает в сопло; струя воды, выходящая из сопла, увлекает поступающую через приемный бункер золошлаковую пульпу в диффузор, а затем подает ее в пульпопровод. Эжектирующая вода подается насосами, напор которых выбирается в зависимости от сопротивления пульпопроводов.

Пульпопроводы, как правило, выполняют из стальных бесшовных или электросварных труб с условным диаметром 200—600 мм при толщине стенки 10—14 мм (для шлакопроводов) и 6—8 мм (для золопроводов и шлакопроводов — при противоизносных покрытиях).

Минимальное допустимое значение скорости пульпы, обеспечивающей надежное движение золы и шлака во взвешенном состоя-

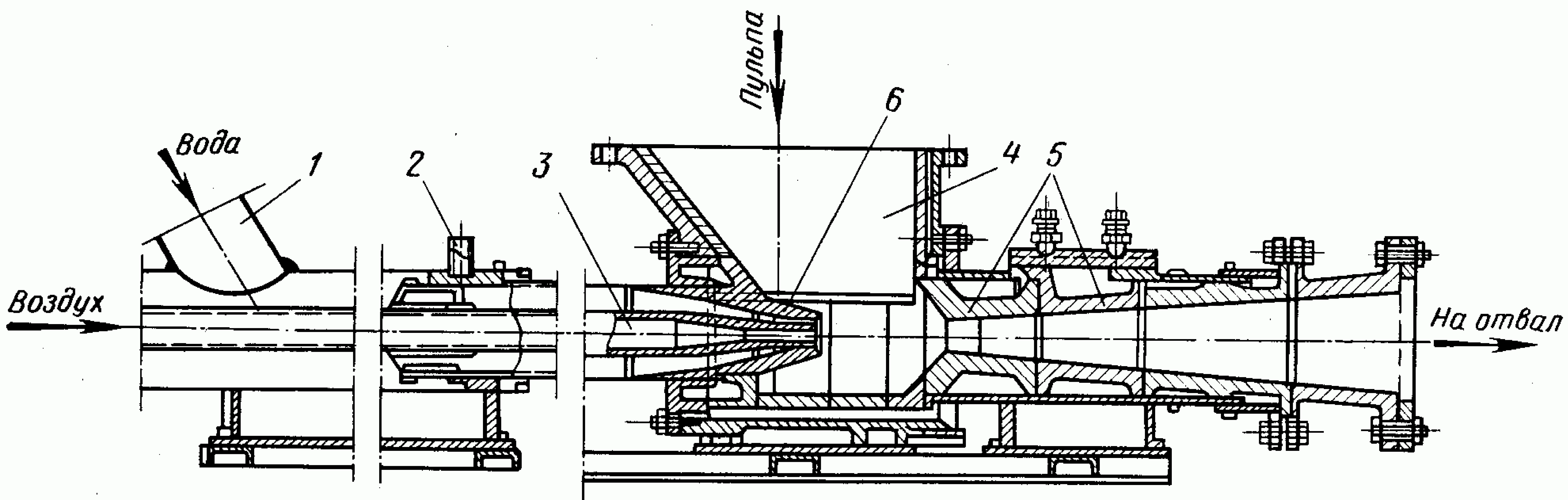


Рис. 21-8. Эжекторный гидроаппарат Москалькова.

1 — патрубок для подачи эжектирующей воды; *2* — то же смывной воды; *3* — выдвижная часть с воздушной трубкой; *4* — пульпоприемная воронка; *5* — диффузор; *6* — напорное сопло.

нии, в зависимости от массовой консистенции пульпы составляет:

Тип пульпы	Минимальная скорость пульпы при массовой ее концентрации, %				
	<5	6—10	11—15	16—20	>20
Золовая	1,2	1,25	1,30	1,35	1,40
Шлаковая (при эталонном шлаке)	1,7—1,8	1,9—2,0	2,1—2,2	2,3	—

Эталонным условно принят шлак с плотностью 2,5 т/м³ и массовой пористостью 40%. *Массовая пористость* шлака — отношение разности плотности куска шлака без пор и объемной его массы с порами к плотности куска шлака без пор. В общем случае минимальная скорость шлаковой пульпы $w=\psi w_0$, где w_0 — скорость при эталонном шлаке, м/с; ψ — коэффициент, учитывающий массовую пористость шлака (n). Этот коэффициент возрастает с увеличением плотности шлака ρ и с уменьшением его массовой пористости n, изменяясь от 0,75 (при $n=50\%$ и $\rho=2$ т/м³) до 1,5 (при $n=10\%$ и $\rho=3,5$ т/м³).

От каждой багерной насосной до отвала пульпопроводы выполняют с одной резервной линией; допускается устройство одного резервного пульпопровода на две багерные насосные. При разности диаметров не более 50 мм рекомендуется выполнять общий резервный пульпопровод для шлака и золы; при наличии условий, способствующих образованию отложений в трубах, прокладывают дополнительную резервную линию.

При выполнении пульпопроводов предусматривают: поворот труб по мере их износа (при отсутствии облицовки труб); спуск пульпы из нижних точек при отключении пульпопровода; обеспечение компенсации; промывку чистой водой; максимально возможную механизацию очистки труб. Укладывают пульпопроводы преимущественно на сборных железобетонных опорах с расстоянием между ними 5—7 и до 10—14 м (в зависимости от типа опор). За пределами территории электростанции пульпопроводы укладывают, как правило, на поверхности земли на лежневых опорах и рассчитывают на самокомпенсацию. При соответствующем обосновании допускается применение сальниковых компенсаторов. В пределах золоотвала пульпопроводы прокладывают по гребню дамб или на эстакаде вдоль дамб со стороны верхнего бьефа. Выброс пульпы предусматривается одновременный — через несколько выпусков, вдоль дамб для намыва пляжа. Опорожняют пульпопроводы преимущественно в отвал; спуск пульпы из золошлакопроводов в системы канализации и в водоемы запрещается.

В эксплуатации трубопроводы подвергаются абразивному и коррозионному износу, а при транспорте золы некоторых видов топлива в них образуются кристаллические отложения, толщина которых с течением времени увеличивается. Для защиты от внутренней коррозии трубы футеруют. Специальные исследования ОРГРЭС показали, что годовой износ металлических пульпопроводов составляет около 5 мм, бронированных чугунными лотками (из сплава ОИ-3) 2,3 мм, базальтовыми вкладышами 1 мм, резиновой транспортерной лентой 1 мм.

Следует указать, что коэффициент гидравлического сопротивления для базальтового трубопровода в 1,6—1,8 раза выше, чем для стального. Соответственно возрастает расход электроэнергии на транспорт пульпы по трубам, облицованным базальтом.

Чтобы уменьшить коррозионный износ, пульпопроводы выполняют по схемам, которые обеспечивают возможность полного их опорожнения при отключении (рис. 21-9).

Суммарные годовые расходы на трубопроводы ($D_у=500$ мм), включая металлические трубы, броню, электроэнергию, в зависимости от способа защиты составляют, руб/(м·год): с лотками из отбеленного чугуна 13,1; с лотками из сплава ОИ-3 — 8,13; с лотками из базальта 7,15; со вставками из базальтовых труб 9,67; с облицовкой транспортерной лентой 6,28.

Интенсивность образования отложений в пульпопроводах зависит от состава золы сжигаемого топлива. При наличии в золе сво-

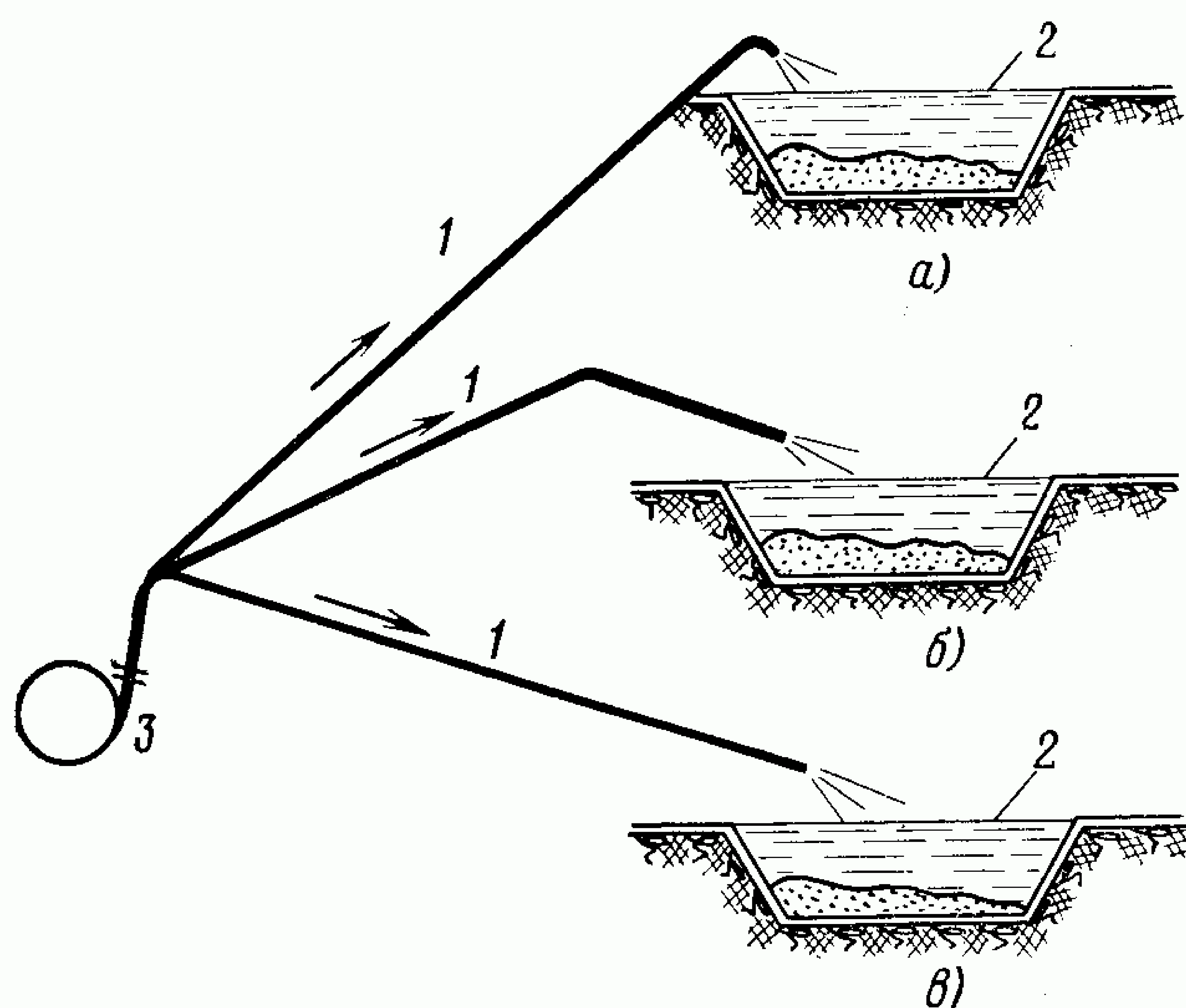


Рис. 21-9. Схемы пульпопроводов.

а — золошлакоотвал расположен выше насоса; *б* — трасса с промежуточным повышением; *в* — золошлакоотвал расположен ниже насоса; *1* — пульпопровод; *2* — отвал для шлака и золы; *3* — багерный насос.

бодной извести в системе гидрозолоудаления образуются кристаллические отложения, состоящие в основном из гидрата окиси и карбоната кальция, которые постепенно увеличиваются. Эти отложения имеют слоистое строение с толщиной слоев 0,5—3,0 мм. Основной причиной образования кристаллических отложений в пульпопроводах систем гидрозолоудаления с разомкнутой схемой водоснабжения является взаимодействие свободной щелочи (преимущественно извести), содержащейся в транспортируемых золе и шлаке, с бикарбонатом кальция, растворенным в смывной (или эжектирующей) воде. В результате реакции образуется плохо растворимый в воде карбонат кальция, который пересыщает раствор и кристаллизуется на внутренней поверхности пульпопровода.

В системах гидрозолоудаления с замкнутой схемой водоснабжения в зависимости от состава золы осветленная вода может быть щелочной или кислой, сильно или слабо минерализованной.

Наибольшие трудности в эксплуатации возникают в системах при работе электростанции на углях типа канско-ачинских и др., а также сланцах, в золе которых содержание окиси кальция превышает 15%. В этих случаях в осветленной воде содержится: $Ca(OH)_2 > 46$; $CaCO_3 > 1{,}6$; $CaSO_4 < 30$ мг-экв/л; pH такой воды больше 12,6. Отложения, образующиеся в насосах и трубопроводах, по которым осветленная вода подается из золошлакоотвала на электростанцию, состоят из $Ca(OH)_2$ и $CaCO_3$.

До настоящего времени отсутствуют методы очистки труб от этих отложений, приемлемые по технико-экономическим соображениям.

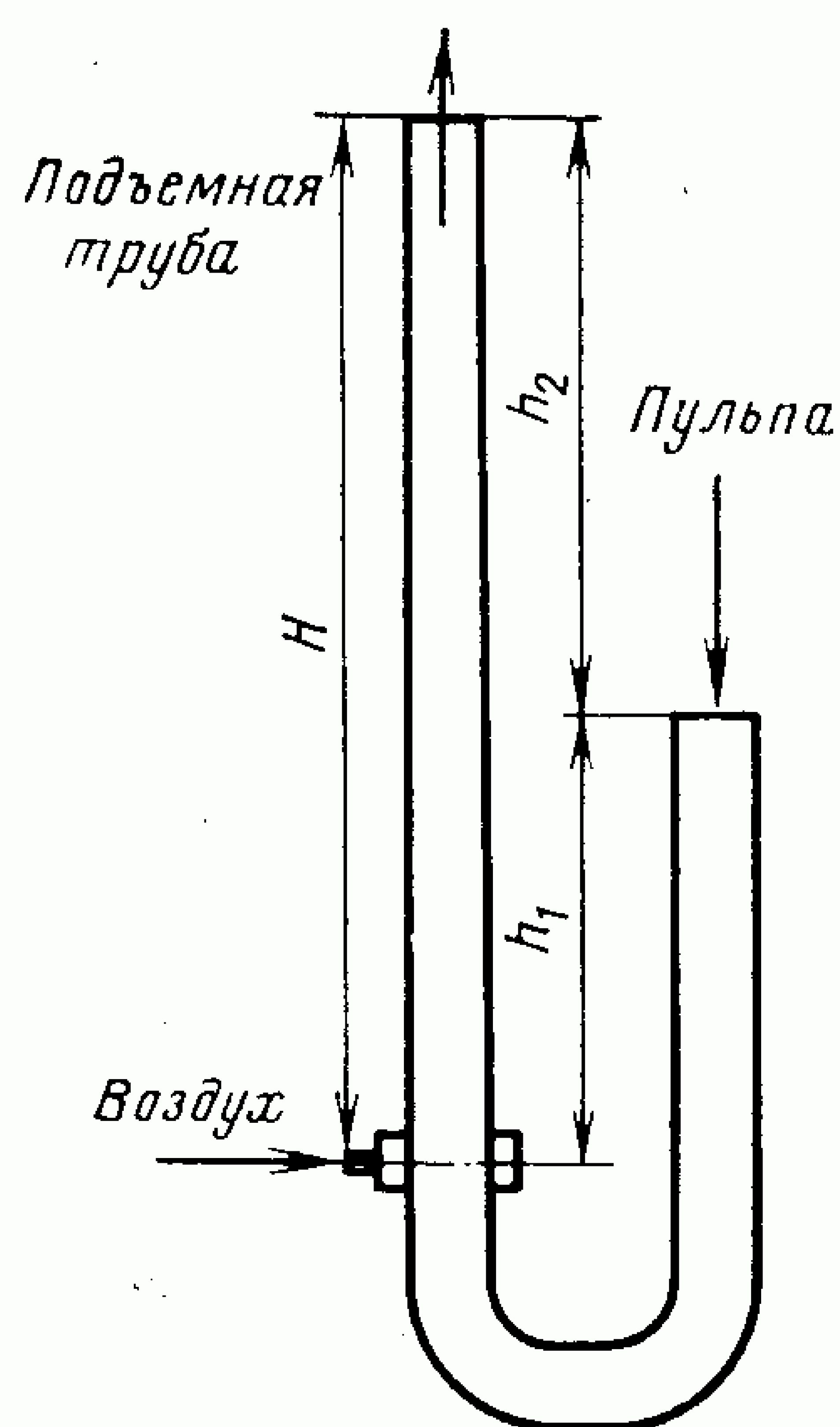


Рис. 21-10. Схема действия эрлифта.

Кислотная промывка, прогрев пульпопроводов паром с последующим резким охлаждением водой или гидропульпой — сложны и дороги. Во многих случаях единственным средством борьбы с образованием минеральных отложений остается механизированная периодическая очистка стальных пульпопроводов и трубопроводов осветленной воды вибрационным аппаратом, разработанным ЮО ОРГРЭС (при прочности отложений на сжатие не выше 9,8 МПа). Сущность этого метода заключается в разрушении монолитного слоя отложений при воздействии на него динамической нагрузки, создаваемой вращением барабана с неуравновешенной массой, вводимого в трубопровод, и последующим удалением измельченных отложений на золоотвал водой, прокачиваемой по трубопроводу.

Гидропневматическое золоудаление

Различают следующие два способа гидропневматического золоудаления: I — когда сжатый воздух используется только для подъема золошлаковой пульпы на заданную высоту; II — когда сжатый воздух используется для транспорта золы от бункеров золоуловителей и золоводяной пульпы на золоотвал.

I способ. В этом случае внутренний транспорт золы и шлака осуществляют по схемам, аналогичным для обычных систем гидрозолоудаления, а внешний транспорт золошлаковой пульпы — самотечный, пульпа течет по трубам в результате геодезического перепада высот, создаваемого подъемом пульпы эрлифтом.

Эрлифтами, или пневмогидравлическими подъемниками, называют сооружения для подъема жидкости воздухом. Их преимущество заключается в отсутствии движущихся и быстро изнашивающихся деталей, простоте обслуживания, высокой надежности и экономичности, что создает условия для возможности их использования в системах золоудаления на электростанциях. В настоящее время в СССР в эксплуатации находятся две сравнительно крупные эрлифтные установки — на ТЭЦ Нижнетагильского металлургического комбината и на ТЭЦ Уралвагонзавода, а также несколько более мелких установок.

Эрлифт можно рассматривать как сообщающиеся сосуды, и его действие основывается на разности давления в левой и правой частях U-образной трубы (рис. 21-10), возникающей при вводе воздуха в нижнюю часть одной из труб. Пузырьки воздуха, поднимаясь в воде, уменьшают плотность смеси, а следовательно, и давление у основания подъемной трубы в месте ввода воздуха. При этом давление, создаваемое столбом пульпы высотой

h_1, становится больше давления, создаваемого столбом смеси воздуха и пульпы высотой H, в результате чего возникает движущий напор, обеспечивающий подъем этой смеси (вода, зола, воздух) на высоту h_2.

Подъемную способность эрлифта характеризует *коэффициент погружения* $K=H/h_2$. Установлено, что эффективность работы эрлифта возрастает с увеличением коэффициента погружения при данной скорости движения смеси, причем оптимальное его значение принимается $K=2$.

Высоту подъема пульпы (гидростатический напор эрлифта) выбирают в зависимости от гидравлического сопротивления пульпопровода при подаче через него заданного расхода пульпы. Среднюю скорость смеси в подъемной трубе при работе эрлифта принимают равной 1,5—1,8 м/с. Максимальный размер кусков шлака не должен превышать 0,4 диаметра труб, что в эксплуатационных условиях допускает возможность работы эрлифта при выходе шлака с размером кусков до 120 мм. Скорость перемещения жидкой фазы пульпы в колене эрлифта принимают равной 1,8 м/с для транспорта золошлаковой пульпы и 1,2 м/с для золовой пульпы.

В зависимости от требуемой высоты подъема пульпы эрлифты выполняют в виде одной или нескольких последовательно расположенных ступеней. Обычно устанавливают два комплекта эрлифтов на полную производительность — рабочий и резервный.

На рис. 21-11 показана схема двухступенчатой установки эрлифта для подъема 700 т/ч (максимальный расход) золошлаковой пульпы и подачи ее на золошлакоотвал на расстояние 3,7 км. Установка сооружена взамен ранее установленных багерных насосов и рассчитана с коэффициентом погружения $K=2$. Из канала *1* золошлаковая пульпа поступает в опускную трубу *2*, соединенную с подъемной трубой *3* первой ступени эрлифта, на которой установлено воздухоподводящее устройство *4*.

Под действием сжатого воздуха, поступающего по трубопроводу *5*, золошлаковая смесь поднимается на высоту 11 м в воздухоотделитель *6* и после него через решетку, выравнивающую поток, в опускную трубу второй ступени эрлифта. По трубе *7* второй ступени пульпа поднимается на высоту 19,5 м от уровня пола зольного помещения и после отделения воздуха поступает в пульпопровод *8* для подачи на золошлакоотвал. Трубопровод *9* служит для подачи воды на промывку эрлифта.

Эрлифт работает автоматически и не требует специального обслуживания. Описанная

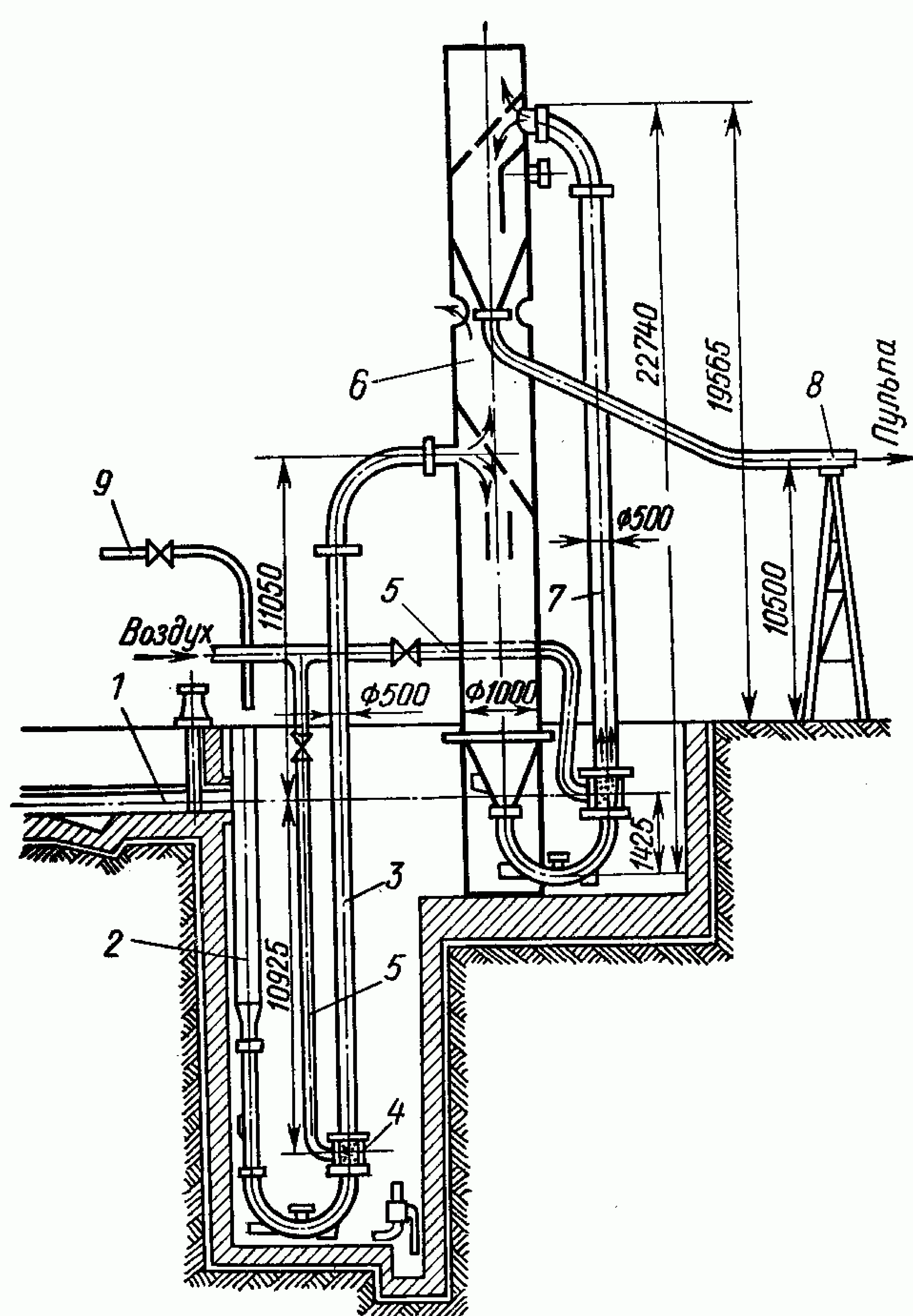


Рис. 21-11. Схема двухступенчатой установки эрлифта.

установка находится в эксплуатации свыше 10 лет; получены следующие результаты ее испытания (табл. 21-2):

Таблица 21-2

Показатели	Нагрузка	
	Номинальная	Максимальная
Выход золы и шлака, т/ч	45	60
Расход пульпы, т/ч	525	700
Расход воздуха на 1 т пульпы, м³ (при нормальных условиях)	3,65	5,87
Средняя скорость подъема смеси, м/с	2,7	5,0
Затраты мощности на 1 т пульпы, кВт	0,28	0,47
К. п. д., %	40,7	25,3

Исследование работы установок с эрлифтом показывает, что по экономичности они сравнимы с установками с багерными насосами, превосходя их по надежности и компактности. К их недостаткам относятся необходимость большого заглубления и затруднения, вызываемые прокладкой самотечного пульпопровода на золошлакоотвал.

II способ. Пневмогидравлическая система золоудаления, разработанная и осуществляемая в Венгерской Народной Республике, заключается в следующем. Из бункеров золоуловителей зола подается системой аэрожелобов (см. стр. 360) в сборный бункер пневмотранспортной установки, состоящей из бункера и двух камерных питателей (один из них резервный), работающих на сжатом воздухе давлением около 500 кПа, поступающем из компрессорной. Из этих питателей зола транспортируется по напорным золопроводам в приемный бункер пневмогидравлической установки. Здесь зола воздухом с давлением примерно 1,5 МПа вытесняется в смесительную камеру, расположенную на транспортирующем пульпопроводе, в которой к аэрозоловой смеси подается вода и образовавшаяся трехфазная пульпа (зола, воздух, вода) перемещается на золоотвал. Пульпопровод выполняют переменного сечения, ступенчато возрастающего по направлению движения пульпы. Такая система работает полностью автоматически.

Расчеты и опыт эксплуатации таких систем в ВНР показывают, что их применение оказывается целесообразным при выходе золы примерно до 200 т/ч.

Транспорт шлака от парогенераторов до насосной осуществляется по самотечным каналам, а от насосной до шлакоотвала шлак подается багерными насосами по стальным пульпопроводам.

Технико-экономические показатели систем гидравлического и гидропневматического золоудаления

Для оценки системы гидравлического золоудаления основным показателем эффективности ее работы служат эксплуатационные расходы на удаление 1 т золы и шлака, зависящие от к. п. д. работающего оборудования и длительности его службы, определяемой интенсивностью износа.

Экономичность гидрозолоудаления в основном зависит от удельного расхода воды на внутренний и внешний транспорт, напора воды и пульпы в системе, способа удаления пульпы. Ввиду этого технико-экономические показатели различных систем изменяются в широких пределах. В зависимости от удаленности золошлакоотвала, мощности электростанции, зольности топлива, единичной мощности оборудования системы золоудаления стоимость удаления одной тонны золы и шлака от парогенераторов до золошлакоотвала гидравлическим способом составляет от 0,05 до 0,35 руб/т.

Одним из основных факторов, определяющих расход электроэнергии на гидрозолоудаление, является расход воды на смыв и транспорт шлака и золы. Особенно это имеет значение для систем с эжекторными гидроаппаратами вследствие того, что для 1 м³ пульпы, поступающей из каналов, в гидроаппарате затрачивается 1,0—0,7 м³ энергоемкой эжектирующей воды. Поэтому существенное влияние оказывает выбор оптимальной кратности смыва, т. е. расхода воды на тонну золы и шлака, а также выбор оптимальной скорости транспорта золовой и шлаковой пульпы по трубопроводам. Для систем с багерными (шламовыми) насосами оптимальное значение кратности при транспорте шлака и золы по золошлакопроводу составляет 12—18, а при транспорте золы по золопроводу 6—12. Оптимальная кратность в таких системах достигается в случаях расположения приямков насосов между парогенераторами по оси шлаковых или золовых бункеров, когда длина каналов получается относительно небольшой.

В системах с гидроаппаратами кратность в золошлакопроводах достигает 35—60.

Расход воды на гашение или охлаждение шлака, смыв и гидротранспорт по каналам при расположении насосов между парогенераторами и в зависимости от способа гидротранспорта составляет: при удалении шлака в твердом состоянии 10—15, а в жидком состоянии 15—18 м³/т.

Степень совершенства внешнего гидрозолоудаления характеризуется к. п. д. оборудования, используемого для гидротранспорта. По имеющимся данным сравнение эксплуатационного и паспортного к. п. д. используемых насосов показывает следующее (табл. 21-3):

Таблица 21-3

Тип насоса	К. п. д., %	
	Эксплуатационный	Паспортный
Багерный	25—30	50—60
Шламовый	30—40	50—65
Смывной воды	50—70	70—75
Эжектирующей воды	50—60	55—65

Гидроаппараты имеют к. п. д., не превышающий в эксплуатационных условиях 14% (без учета к. п. д. насоса эжектирующей воды), а их общий к. п. д. составляет всего около 7%. Следовательно, к. п. д. багерных насосов в 2—3 раза превышает к. п. д. гидроаппаратов; к. п. д. эрлифтов с учетом к. п. д. компрессоров находится на уровне к. п. д. багерных насосов.

Распределение по отдельным потребителям расхода электроэнергии в системах гидрозо-

лоудаления с багерными насосами или эрлифтами при замкнутой схеме их водоснабжения и расположении золошлакоотвалов на расстоянии 3—5 км характеризуется следующими данными, %:

Насосы осветленной воды	12—15
Насосы смывной воды	17—28
Насосы оросительной воды	10—12
Устройства шлакоудаления (конвейеры и дробилки)	3—5
Багерные насосы или компрессоры эрлифтов	40—50
Насосы дренажные, уплотнительные и др.	1—2

Среднеэксплуатационные значения к. п. д. системы внешнего гидротранспорта на обследованных 30 электростанциях характеризуются данными: при совместном гидротранспорте золы и шлака багерными насосами 0,211—0,335; при транспорте шлака багерными насосами, а золы шламовыми насосами 0,174—0,284; при гидроаппаратах соответственно 0,025—0,092 и 0,078. Общий к. п. д. систем гидрозолоудаления в установках с багерными насосами составляет 0,5—0,6, а гидроаппаратами 0,1—0,5. Другим важным фактором, оказывающим влияние на технико-экономические показатели системы гидрозолоудаления, является износ ее элементов, который ориентировочно характеризуется следующими данными о длительности их службы.

Багерные насосы — броня и улитка 720—1200 ч, патрубок — 720—960 ч, колесо 360—720 ч. *Гидроаппараты* — первый и второй элементы диффузора 4—5 сут, третий элемент 10—15 сут. *Пульпопроводы* — в зависимости от способа транспорта пульпы и состояния шлака, удаляемого из топки, продолжительность работы их труб составляет: до их поворота[1] — от 1 до 4 лет, до замены — от 2 до 12 лет.

Ниже приведены результаты обследования *гидравлических* и *гидропневматических* систем совместного удаления золы и шлака некоторых электростанций с энергоблоками мощностью по 300 МВт, на которых парогенераторы оборудованы трехпольными электрофильтрами для улавливания золы и шнековыми конвейерами с валковыми дробилками для удаления шлака из топки. Исходные параметры всех рассмотренных установок были приведены к одинаковым значениям путем пересчета данных обследования, а расход материалов, запасных частей, объем ремонтов, численность персонала, к. п. д. насосов и эрлифтов сохранены теми, которые имелись на обследованных установках.

За основу сопоставления результатов, полученных при обследовании, были приняты: мощность электростанции 2400 МВт, длина трассы пульпопроводов 4 км, а высота их геодезического подъема 10 м; длина трассы трубопроводов осветленной воды 5 км при нулевой высоте их геодезического подъема; число рабочих пульпопроводов 4, а трубопроводов осветленной воды 2; протяженность шлаковых каналов 200, а золовых 1800 м; число приямков внешнего гидрозолоудаления 4; приведенная зольность топлива 2,4 кг·%/МДж; коэффициент использования установленной мощности электростанций 0,7; поступление золы и шлака в систему золоудаления 384 т/ч. Результаты сопоставления приведены в табл. 21-4.

Таблица 21-4

Показатели	Способы транспорта пульпы			
	Багерные насосы		Самотечный с использованием эрлифта	
	Состояние удаляемого из топки шлака			
	Твердое	Жидкое	Твердое*	Твердое
Доля золы топлива в виде шлака	0,15	0,25	0,15	0,15
Расход воды на тонну золы и шлака, т/т	11,6	13,5	16,3	11,4
Расход электроэнергии на тонну золы и шлака, кВт·ч/т	5,04	7,1	8,16	5,04
Полная стоимость удаления одной тонны золы и шлака на золошлакоотвал, руб/т	0,094	0,155	0,119	0,085
Составляющие стоимости удаления золы и шлака, %:				
отчисления от стоимости зданий и сооружений (без золошлакоотвала)	3,2	2,0	2,6	3,6
отчисления от стоимости оборудования (кроме пульпопроводов)	15,4	12,6	14,7	13,9
расход на пульпопровод (ремонт, восстановление)	16,1	27,3	7,2	17,8
расходы на запасные части и материалы	10,2	12,0	8,1	5,3
содержание вахтенного и ремонтного персонала	17,1	13,6	19,0	17,3
затраты на электроэнергию	38,0	32,5	48,4	42,1

* В установках при наличии минеральных отложений в каналах трубопроводах и пульпопроводах.

В качестве примера, иллюстрирующего показатели системы гидрозолоудаления КЭС 4000 МВт (8 энергоблоков по 500 МВт), ниже приведены некоторые данные, заимствованные из материалов Теплоэлектропроекта. Электростанция запроектирована для работы на эки-

[1] Обычно для диаметров до 350 мм трубы поворачивают на 120°, а при диаметре более 400 мм — на 90°.


Рис. 21-12. Принципиальная схема системы **совместного гидрозолоудаления** КЭС 4000 МВт.

1 — багерный насос; *2* — смывной (высоконапорный) насос; *3* — смывной (низконапорный) насос; *4* — насос уплотнения валов багерных и смывных насосов; *5* — насос осветленной воды; *6* — смывная вода; *7* — шлаковые ванны; *8* — шлаковый канал; *9* — приемная емкость; *10* — насосная станция осветленной воды; *11* — золовые каналы под электрофильтром; *12* — подвод воды на побуждение золы; *13* — то же шлака; *14* — трубопровод осветленной воды.

бастузском угле с $A^{р}=38,7\%$ и $Q^{р}_{н}=16,5$ МДж/кг. Расход топлива на 1 энергоблок 290 т/ч; выход шлака 10%; к. п. д. золоуловителей 99,2%. Число часов работы КЭС 6800 ч/год; годовой выход золы и шлака 6,5 млн. т.

Удаление золы и шлака на золошлакоотвал совместное; схема водоснабжения системы золоудаления замкнутая (рис. 21-12). Транспорт золы и шлака до багерных насосов осуществляется по самотечным каналам. Расход воды 6800 м³/ч, из которых: на смыв и побуждение шлака 1600, золы 5140, на уплотнение валов багерных насосов 60 м³/ч. Выход золошлаковой пульпы 7200 м³/ч.

Багерные насосы расположены в двух багерных насосных, сооружаемых между золоуловителями. В каждой багерной насосной имеются 3 насоса — рабочий, резервный и ремонтный, производительностью по 3600 м³/ч.

Пульпа подается на золошлакоотвал, расположенный на расстоянии 11 км, по трем линиям, из которых одна резервная, с расчетной скоростью 2,6 м/с. Расчетные потери воды на золошлакоотвале — на испарение и фильтрацию 2500 м³/ч, так что при общем расходе воды в системе 6800 м³/ч возврат воды составит 6800—2500=4300 м³/ч. Автоматизированная насосная станция для подачи осветленной воды состоит из двух групп по 4 рабочих насоса высоконапорной и низконапорной смывной воды производительностью по 2300 м³/ч. Каждая группа имеет по одному резервному насосу. Осветленная вода подается по стальному водоводу длиной 12 км, диаметром 800 мм.

Распределение стоимости сооружений и оборудования описанной системы гидрозолоудаления характеризуется следующими данными, %:

Строительная часть (багерные насосные, шлаковые и золовые каналы)	8,0
Технологическая часть (багерная насосная и насосы смывной воды)	14,0
Золошлакопроводы и система оборотного водоснабжения ГЗУ	78,0
Всего	100,0

21-3. ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ЗОЛОУДАЛЕНИЕ

В отличие от гидравлических систем, характеризующихся тем, что золу и шлак транспортируют за пределы территории электростанции на значительное расстояние, пневматическое золоудаление служит в настоящее время главным образом только для удаления золы в пределах территории электростанции.

Как правило, пневматическое золоудаление выполняют по вакуумной схеме. Вакуум создается паровыми эжекторами (рис. 21-13,*а*) и реже водокольцевыми вакуум-насосами (рис. 21-13,*б*) или высоконапорными вентиляторами.

Зола поступает в сопловые насадки, где смешивается с потоком воздуха и транспортируется по стальным трубопроводам диаметром 100—250 мм с толщиной стенки 8—12 мм до золоулавливающих устройств. Основная масса золы отделяется от воздуха в циклоне-осадителе. Для более глубокой очистки воздуха устанавливают дополнительные циклоны, а иногда и мокрые золоуловители (рис.

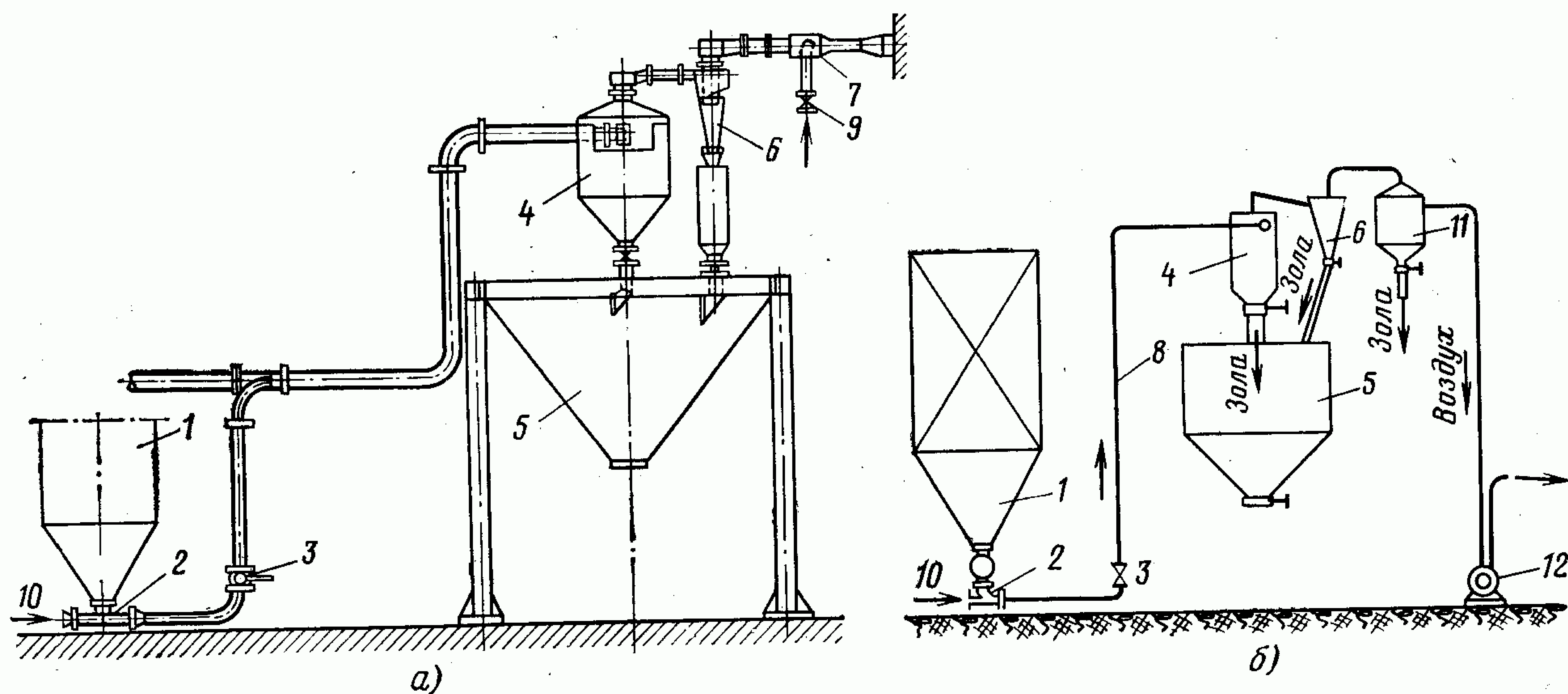


Рис. 21-13. Схема вакуумной системы пневматического золоудаления.

а — с паровым эжектором; *б* — с вакуум-насосом; *1* — золовой бункер; *2* — насадка; *3* — пробковый кран; *4* — циклон-осадитель; *5* — золовой бункер; *6* — пылеуловитель; *7* — паровой эжектор; *8* — золопровод; *9* — подача пара; *10* — поступление воздуха; *11* — мокрый фильтр; *12* — вакуум-насос.

21-13,*б*). Уловленную золу направляют непосредственно потребителю (при расположении его вблизи электростанции) или вывозят автоцементовозами или железнодорожными вагонами (цементовозами).

На основе проведенных обследований систем пневмозолоудаления на ряде электростанций выявлены следующие недостатки оборудования, используемого для этих систем: сопловые насадки не обеспечивают поддержания стабильной концентрации золовоздушной смеси вследствие затруднительности их регулирования; паровые эжекторы имеют низкую экономичность и быстро изнашиваются; золопроводы интенсивно изнашиваются. Длительность службы отдельных элементов систем пневмозолоудаления характеризуется данными, приведенными в табл. 21-5.

Таблица 21-5

Наименование элементов	Длительность службы, ч
Диффузоры эжекторов	50—500
Водокольцевые насосы	3000—5000
Золопроводы (прямые участки)	3000—5000

В вакуумных системах пневматического золоудаления на транспорт 1 т золы расходуется 50—100 кг воздуха при скорости потока в золопроводах около 20 м/с.

Расход электроэнергии на удаление одной тонны золы составляет 25—30 кВт·ч в установках с паровыми эжекторами и 10—12 кВт·ч при вакуум-насосах.

Во всех случаях в установках средней и большой мощности, где осуществляется пневматическое удаление золы, для шлака выполняют гидравлическую систему золоудаления. В установках небольшой мощности систему пневмозолоудаления можно использовать и для удаления шлака.

Пневматические системы золоудаления в СССР до последнего времени применяли в основном для установок малой и средней мощности. В настоящее время такие системы золоудаления находят все большее распространение на крупных электростанциях для сбора золы из бункеров золоуловителей в емкости, расположенные обычно на территории электростанции, из которых зола вывозится к потребителю или поступает на золоотвал.

Для внутристанционного пневматического транспорта золы используют *аэрожелоба*, не имеющие движущихся частей. Аэрожелоб представляет собой короб прямоугольного сечения, разделенный горизонтальной пористой перегородкой из керамики, асбеста или стеклоткани. (В СССР наиболее распространены перегородки из стеклоткани). Под перегородку вентилятором подается подогретый воздух под давлением 3,5—5,0 кПа. Зола, поступающая на такую перегородку, аэрируется и движется самотеком (как жидкость) по перегородке со скоростью 0,5—1,0 м/с при уклоне аэрожелоба 4—6%. Отработавший воздух отсасывается из верхней половины аэрожелоба и очищается или отводится в газоход до золоуловителя; зола транспортируется сжатым воздухом в силосы, из которых она поступает для использования, либо через золосмывные аппараты направляется в приемную емкость багерной насосной для последующего совместного транспорта золошлаковой смеси на золошлакоотвал.

Использование в системах гидрозолоудаления сухого пневматического сбора золы вызвано стремлением резко сократить расход воды, что, как было ранее указано, является также основным средством повышения экономичности систем золошлакоудаления.

Иллюстрацией этому может служить сопоставление рассмотренного на стр. 357 примера традиционной системы гидрозолоудаления при совместном транспорте золы и шлака для электростанции 4000 МВт с системой, имеющей внутренний транспорт золы аэрожелобами и совместный гидротранспорт золы и шлака на золошлакоотвал, при одинаковых исходных условиях. Проведенные расчеты показывают, что в этом случае достигаются: значительное сокращение расхода воды и соответственное уменьшение расхода электроэнергии на багерные насосы, а также уменьшение диаметра пульпопроводов. Уменьшаются также общая сметная стоимость сооружений золошлакоудаления и расчетные затраты. Кроме того, обеспечивается возможность осуществления в случае необходимости дальнейшего транспорта сухой золы для использования в строительной промышленности.

21-4. ЗОЛОШЛАКООТВАЛЫ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗОЛЫ

Золошлакоотвалы. Ежегодный выход золы и шлака на ряде электростанций СССР достигает 1—2 млн. т. С вводом новых КЭС с единичной мощностью до 4000 МВт на многозольных углях и повышением степени очистки дымовых газов в ближайшее десятилетие выход золы и шлака на отдельных электростанциях превысит 5 млн. т/год. Из общего количества золошлаковых отходов, удаленных с электростанций в 1970 г., в народном хозяйстве использовано лишь примерно 3%, а остальное их количество поступило на золошлакоотвалы.

Поскольку согласно нормам технологического проектирования площадь, закрепляемая для золошлакоотвала, должна обеспечивать работу электростанций в течение 25 лет, часто территория, требуемая для этого, составляет несколько квадратных километров. По опубликованным данным годовой выход золошлаковых отходов

на электростанциях СССР и требуемая для них площадь золошлакоотвалов составляют:

	1965 г.	1970 г.	1971 г.
Выход золы и шлака, млн. т	50	60	80
Площадь, занимаемая золошлакоотвалами, км² . . .	70	90	115

В результате этого в ряде случаев отвалы приходится располагать на расстоянии 10—20 км от электростанции, что, естественно, приводит к увеличению стоимости гидротранспорта золы и шлака.

Золошлакоотвалы представляют собой сложное гидротехническое сооружение, состоящее из емкости для осаждения золы и шлака из пульпы, осветлительного бассейна, где вода отстаивается, и дренажных устройств для выпуска осветленной воды. Емкости для осаждения золы и шлака и для осветления воды могут быть объединены или их разделяют дамбами.

Для золошлакоотвала отводят площади, как правило, малопригодные для сельского хозяйства. Первоначальная емкость золошлакоотвала должна быть достаточной для работы в течение не менее 5 лет после ввода электростанции на проектную мощность.

Площади, предназначенные для золошлакоотвалов, ограждают дамбами по всему периметру или только на пониженных участках местности. Дамбы, образующие начальную емкость золошлакоотвала, называют первичными и их возводят, как правило, из местных грунтов, а для их наращивания во многих случаях используют золу и шлак. Ширину ограждающих дамб по гребню принимают не менее 4 м с учетом прокладки по нему распределительных пульпопроводов, а также с учетом габаритов машин и механизмов, применяемых при эксплуатации и расширении золошлакоотвалов.

Участок намытых золы и шлака вокруг места сброса пульпы выше уровня воды отстойного (осветлительного) бассейна называют пляжем намыва.

Среднюю глубину отстойного пруда, а также глубину его около водоотводящих сооружений принимают не менее 1 м, а его удельная емкость (приходящаяся на 1 м³ пульпы) должна быть не менее 10 : 1.

Для предотвращения пыления на эксплуатируемых золошлакоотвалах поддерживают уровень воды, обеспечивающий увлажнение намытых пляжей, или предусматривают полив пляжей дальнооструйными аппаратами. Во всех случаях вокруг отвала создают густые защитные полосы из пылеустойчивых и быстрорастущих кустарников и деревьев.

Размеры отстойного пруда должны обеспечивать сохранение нормального качества воды в водоемах после спуска в них осветленной воды. В случаях замкнутой схемы водоснабжения системы золоудаления (рис. 21-14,*а*) в воде, поступающей из пруда к смывным насосам, должно содержаться минимальное количество взвеси во избежание интенсивного износа этих насосов.

Насосные станции осветленной воды располагают в непосредственной близости от отстойных прудов с подводом воды к ним открытыми каналами. Водовод осветленной воды, как правило, укладывают в одну нитку.

В насосных станциях, как правило, устанавливают два рабочих насоса и один резервный. Работа насосной автоматизируется, и обслуживающего персонала не предусматривают.

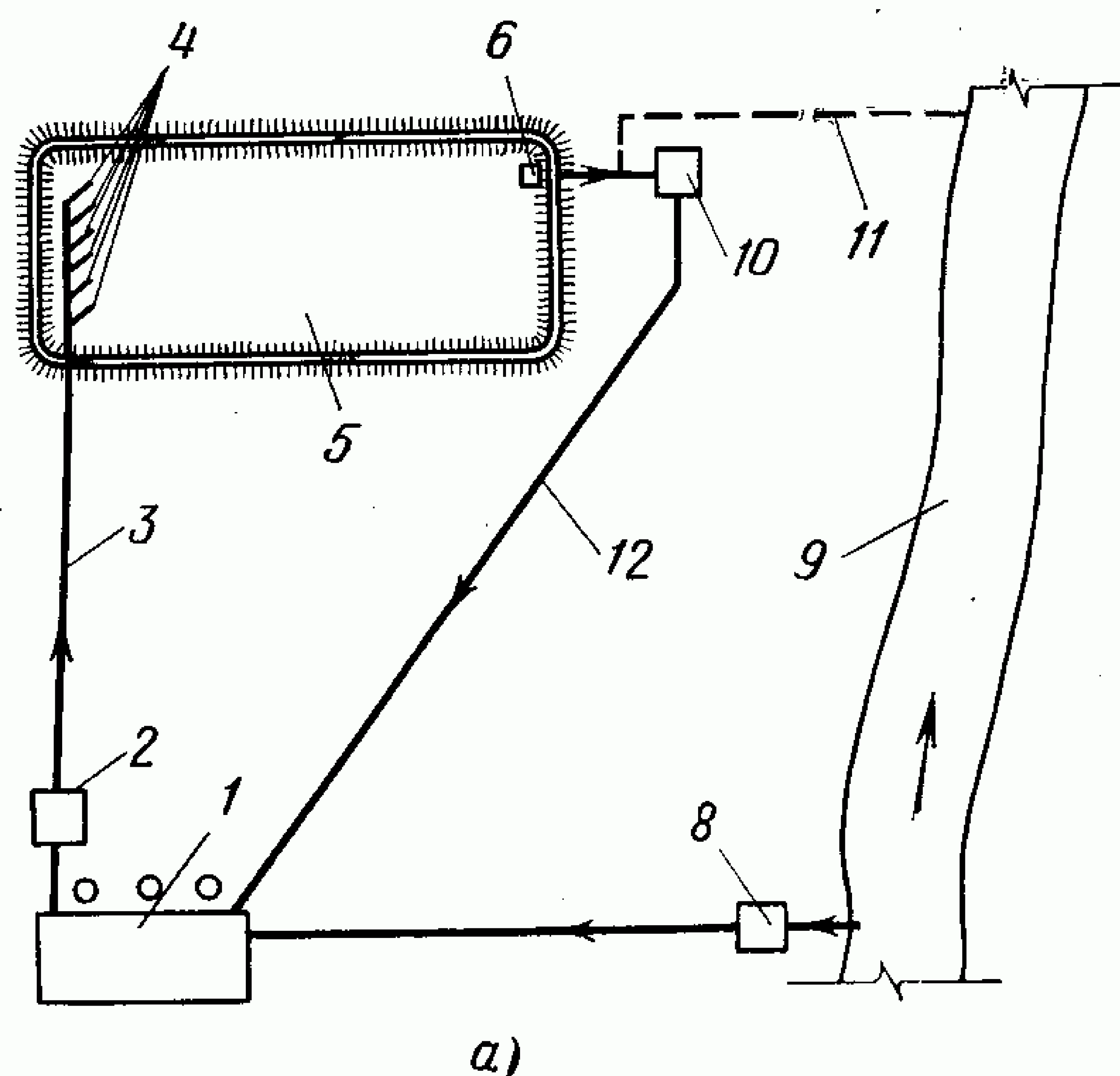
Разомкнутую (прямоточную) схему (рис. 21-14,*б*) применяют только в особых случаях при обосновании и соблюдении требований к сбросу осветленной воды с золоотвалов в водоемы общего пользования. В частности согласно «Правилам охраны поверхностных вод от загрязнения сточными водами» увеличение содержания взвешенных веществ в источнике водоснабжения не должно превышать после спуска осветленной воды: 0,25 мг/л в водоемах I категории и 0,75 мг/л в водоемах II категории [1].

При этом требуется также, чтобы pH воды в водоемах не снижалось ниже 6,5 и не превышало 8,5.

Дренируемый золоотвал. В последнее время взамен золоотвалов с обычными насыпными ограждающими дамбами предложено выполнять золоотвалы дренируемыми, имеющими ряд преимуществ. В этом случае в основание отвала по всей его территории закладывают систему трубчатых дрен, рассчитываемых на отвод всей воды, заключающейся в пульпе.

При таких золоотвалах не требуется сооружать дорогостоящие насыпные дамбы, можно увеличивать общую высоту отвала, при этом улучшается качество осветленной воды.

[1] I категория — водоемы, предназначенные для хозяйственно-питьевого водоснабжения, а также для водоснабжения пищевых предприятий; II категория — водоемы, предназначенные для купания, спорта, а также расположенные в черте населенных мест.



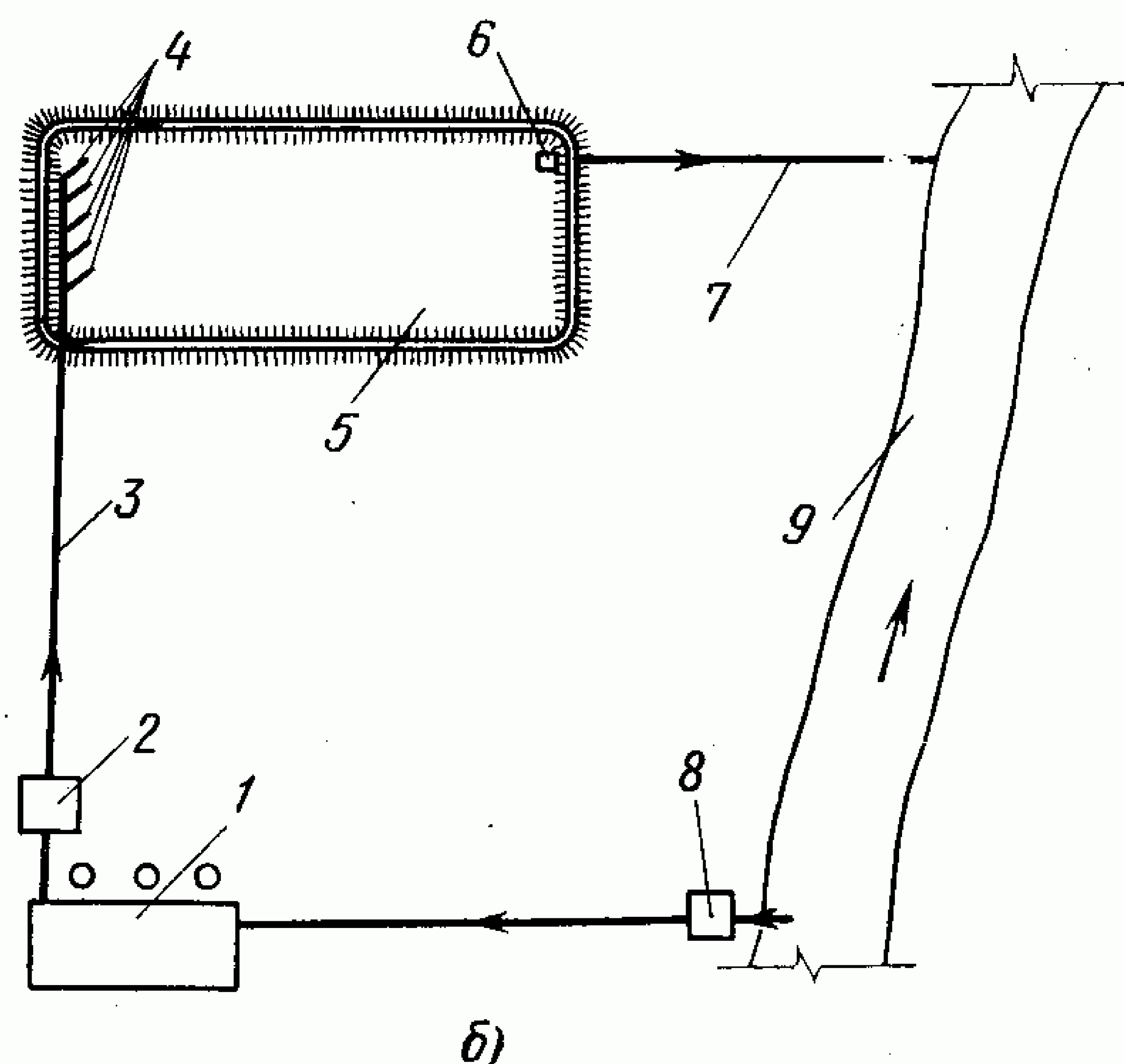


Рис. 21-14. Схемы водоснабжения систем золоудаления.

а — замкнутая; *б* — разомкнутая; *1* — электростанция; *2* — багерная насосная; *3* — пульпопровод; *4* — выпуск пульпы; *5* — золошлакоотвал; *6* — сливной колодец; *7* — сброс осветленной воды в реку; *8* — насосная технического водоснабжения; *9* — река; *10* — насосная осветленной воды; *11* — аварийный сброс в реку; *12* — водопровод осветленной воды.

Дренируемые золоотвалы применимы, если золошлаковые отходы содержат частицы крупнее 0,1 мм в количестве, достаточном для опережающего намыва ограждающего обвалования, а осредненный коэффициент фильтрации находится в пределах 0,2—10 м/сут. Сравнение варианта золоотвала (равнинного) с насыпными ограждающими дамбами с вариантом намывного дренируемого золоотвала для КЭС 4000 МВт на экибастузском угле, по данным Теплоэлектропроекта, показывает, что стоимость дренируемого золоотвала на 40% ниже стоимости золоотвала обычного типа.

Использование золы. Годовой выход золы и шлака на электростанциях СССР составил в 1973 г. около 70 млн. т; из них сухой золы 29, мокрой золы 28 и шлака 13 млн. т. С дальнейшим повышением мощности электростанций и увеличением степени очистки дымовых газов это количество будет значительно увеличиваться. Вместе с тем, как было указано (см. стр. 360), использование золы и шлака в народном хозяйстве (в строительстве, промышленности и сельском хозяйстве) крайне незначительно.

Выполненные исследования показали, что использование золы и шлака ТЭС в строительном производстве при применении пневматического или другого метода удаления золы в сухом виде позволяет заменить цемент при производстве легких и тяжелых бетонов в пределах 10—30%, а для цементационных завес — до 50%. При этом установлено, что дробление даже мелкой золы повышает ее свойства как строительного материала. Весьма перспективным является использование золы в качестве добавки к цементу. При добавке к цементу 20—25% золы (по массе), полученной при сжигании различных углей, наряду с экономией цемента повышается его качество. Однако такое использование золы рентабельно только при добавке ее в сырьевую смесь при получении клинкера непосредственно на цементном заводе.

Золу и шлак, взятые непосредственно из отвала, без какой-либо их подготовки, можно использовать для производства легких заполнителей — глинозольного гравия (керамзита) с добавлением золошлакового компонента до 70%.

Одно из наиболее перспективных направлений использования золы — производство золосиликатного и золошлакового кирпича.

Эффективным мероприятием является известкование кислых почв золой. Однако для этой цели пригодна лишь зола с повышенным содержанием окислов кальция и магния (зола эстонских сланцев, канско-ачинских углей и др.).

Учитывая результаты, полученные при различных методах утилизации золы и шлака, имеются наметки довести использование золошлаковых отходов ТЭС в ближайшие годы до 16—28 млн. т в год, в том числе: для производства цемента 2—4, железобетонных конструкций и строительных материалов 9—16, при строительстве дорог 2—3 и в сельском хозяйстве 3—5 млн. т. Для этого потребуется сооружение специальных предприятий по переработке золы и организация поставки золошлаковых отходов потребителям, цементным заводам, заводам железобетонных изделий, домостроительным комбинатам, на строительство дорог, в районы известкования кислых почв и т. д. Капиталовложения на устройство отбора золы оцениваются около 3,6 руб/т золы, а суммарно, включая сооружение предприятий для использования золы и шлака, около 23 руб/т. Эффективность использования капиталовложений для организации использования золы характеризуется относительно небольшими сроками окупаемости.

Следует отметить, что золу ТЭС в настоящее время используют в значительных количествах во многих странах. Так, в 1969 г. по учтенным объектам было использовано следующее количество золы по отношению к общему ее выходу, %: США — 17, Англия — 42, Франция — 55, ФРГ — 69, Дания — 96.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВТОРАЯ

ВЫБОР ПЛОЩАДКИ И ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

22-1. ВЫБОР ПЛОЩАДКИ

Районы сооружения тепловых электростанций определяются народнохозяйственными планами, схемами развития энергосистем и теплоснабжения.

Площадку для тепловой электростанции выбирают по возможности ближе к потребителям электрической и тепловой энергии, к месту добычи топлива и источнику водоснабжения.

Топливная база, предназначенная для данной электростанции, может находиться на значительном расстоянии от электрических потребителей. В этом случае район сооружения электростанций выбирают либо вблизи топливной базы с транспортом электроэнергии к потребителям по линиям электропередачи высокого напряжения («электронный» транспорт), или вблизи потребителей с транспортом топлива по железной дороге («колесный» транспорт), или по трубопроводам (газ, мазут, редко — уголь). Возможны и промежуточные решения, когда электростанцию сооружают в районе между топливной базой и центром электрического потребления.

Во всех случаях площадку для *конденсационной электростанции* выбирают возможно ближе к источнику водоснабжения, а *теплоэлектроцентрали* сооружают в непосредственной близости к тепловым потребителям. ТЭЦ промышленного типа располагают на участке, входящем в общую территорию обслуживаемого ею промышленного предприятия; отопительную ТЭЦ — в районе обслуживаемых ею тепловых потребителей. В отдельных случаях, при невозможности подобрать подходящую площадку для отопительной ТЭЦ близко от потребителей, приходится сооружать ее на расстоянии 10—20 км и даже более от района теплового потребления, с подачей тепла с горячей водой по транзитной тепловой магистрали, в распределительную тепловую сеть. На ТЭЦ преимущественно применяют оборотную

систему водоснабжения, обычно — с градирнями (см. гл. 18); добавочную воду в такую систему водоснабжения подают из находящегося в данном районе источника водоснабжения, обычно из реки с небольшим расходом воды.

Электростанции на твердом топливе (пылеугольные) должны иметь вблизи от основной площадки места для золошлакоотвалов, в виде, например, оврагов, поймы или старого русла реки, выработанных карьеров угля при открытой ее добыче и т. п., емкостью на расчетный срок работы электростанции (25 и более лет).

Площадку электростанции располагают на землях, не содержащих ценных ископаемых, малопригодных для сельского хозяйства, не затапливаемых паводковыми водами реки, используемой для водоснабжения электростанции. При размещении у крупного водного источника площадка электростанции должна быть не менее чем на 0,5 м выше максимального горизонта высоких вод, имеющего повторяемость один раз в сто лет.

Площадка электростанции должна иметь достаточные размеры для размещения всех необходимых ее сооружений и устройств. В зависимости от мощности электростанции, ее агрегатов и энергоблоков требуемая площадь составляет 25—50 га. Рельеф площадки (территории) электростанции должен быть по возможности ровным; разность высот в отдельных ее местах не должна превышать 2—4 м. Для конденсационной электростанции площадка обычно прилегает к берегу реки или пруда-охладителя, вытянута вдоль него и повышается с удалением от берега. При сооружении электростанции ее территорию планируют (выравнивают); объем земляных работ при этом должен быть по возможности невелик. При уклоне естественного рельефа более 0,03 выполняют, как правило, «террасную» — ступенчатую планировку с двумя различными уровнями в обеих частях площадки. При этом, однако, затрудняется прокладка железных, автомобильных и прочих дорог и каналов для воды на территории электростанций, а также выполнение подземных коммуникаций ((трубопроводы, электрические кабели и т. п.).

Территория электростанции должна иметь надежный прочный грунт, допускающий давление на него от строительных сооружений примерно не менее 0,2—0,25 МПа. Грунт, как правило, не должен состоять из твердых скальных пород и из плывунов. В последнем случае для сооружений электростанции приходится применять свайные основания. Площадку электростанции нельзя выбирать в районе оползней, карстовых образований (пустот в известковых породах) и т. п.

При выборе площадки и производстве строительных работ учитывают наличие особых условий: вечной мерзлоты почвы, возможной сейсмичности района и др.

Уровень грунтовых вод площадки электростанции должен быть на 3—4 м ниже уровня планировки местности, т. е. не выше обычного уровня залегания фундаментов зданий и оборудования и низа подвалов. В противном случае приходится осуществлять гидроизоляцию подземных частей зданий и сооружений.

Грунтовые воды по химическому составу не должны быть агрессивны и не должны вызывать коррозии подземных частей зданий и сооружений.

Расположение площадки электростанции должно быть по возможности близким к железнодорожным магистралям, по которым предполагается подвоз топлива, а также оборудования, строительных конструкций и материалов. При выборе района сооружения электростанции учитывают также наличие местных строительных материалов (лес, песок, кирпич и др.). Должно быть также обеспечено: удобное примыкание железнодорожных путей электростанции к магистральным; удобный вывод линий электропередачи высокого напряжения и электрических кабелей, трубопроводов пара, горячей воды (теплопроводов), шлакозоловой пульпы, технической, санитарной и ливневой канализации и т. д.; отсутствие близко расположенных аэродромов и трассы низко летящих самолетов; возможность сооружения дымовых труб необходимой высоты — до 300 м и выше.

Воздушный бассейн в районе сооружения электростанции должен быть чистым, не иметь ощутимого «фона», налагающегося на выбросы из дымовых труб электростанции, загрязняющие атмосферу. Источник водоснабжения должен обладать достаточно чистой водой.

К электростанции, естественно, в свою очередь предъявляют требования сохранения чистоты воздушного и водного бассейна; должна обеспечиваться охрана окружающей природы в целом.

Из указанного перечня требований к площадке вытекает, что сооружению электростанции должны предшествовать разнообразные изыскания: топографические — со съемкой необходимых карт различных вариантов площадок, с нанесением на карты горизонталей, т. е. линий постоянного уровня; геологические — с определением качества грунтов; гидрологические — для определения характеристик источников водоснабжения; гидрогеологические, исследующие свойства грунтовых вод; клима-

тологические, служащие для определения температур воздуха; метеорологические, устанавливающие преобладающие направления и силу ветра в районе электростанции, влажность воздуха и др.

При выборе места и подготовке к сооружению электростанции собирают и изучают указанные данные за многолетние периоды (десятки лет), выполняют необходимые дополнительные изыскания и исследования.

Для конденсационной электростанции предусматривают территорию жилого поселка с наветренной стороны по отношению к основной производственной площадке. Персонал ТЭЦ также обеспечивается удобным жильем.

Место и площадку для сооружения электростанции выбирают на основании технико-экономического сравнения ряда вариантов.

22-2. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Генеральный план (генплан) электростанции представляет собой план размещения на основной производственной площадке электростанции ее основных и вспомогательных сооружений. Генплан — важнейшая составная часть *ситуационного плана* электростанции, включающего кроме производственной площадки источник и систему водоснабжения, жилой поселок, золошлакоотвалы, примыкающие железнодорожные пути и автодороги, выводы линий электропередачи, электрических кабелей и теплопроводов, топливный склад (если он размещен вне ограды основной производственной площадки), шлакозолопроводы.

Генплан электростанции включает следующие производственные и подсобные здания, сооружения и устройства: главный корпус с размещаемыми на открытом воздухе золоуловителями, дымососами, дымовыми трубами, повышающими трансформаторами; электрический щит управления, электрические распределительные устройства закрытые и открытые; устройства водоснабжения, топливного хозяйства и золоудаления; химическую очистку добавочной воды; масляное хозяйство; лаборатории и мастерские, склады оборудования и материалов; служебные помещения и др.

В генплане электростанции рядом с основной территорией предусматривают место для строительно-монтажного полигона, на котором выполняют сборку железобетонных и стальных конструкций зданий. Целесообразно иметь свободное место для достройки (расширения) главного корпуса в случае увеличения мощности электростанции сверх проектной ввиду постоянного роста электрической и тепловой нагрузок района электростанции.

Между зданиями, сооружениями и установками в генплане предусматривают необходимые пожарные разрывы и проезды.

К помещениям машинного зала и парогенераторов, к открытому распределительному устройству и повышающим трансформаторам, к приемно-разгрузочному устройству топливоподачи и складу топлива, к сливному устройству мазутного хозяйства, к складам масла и других материалов и оборудования должен быть обеспечен подвод железнодорожных путей и автомобильных дорог.

Отдельные здания, сооружения и установки размещают по возможности в соответствии с основным технологическим процессом преобразования энергии на электростанции. Так, целесообразно топливное хозяйство располагать со стороны помещения парогенераторов, а устройства водоснабжения — со стороны машинного зала; повышающие трансформаторы устанавливают обычно у фасадной стены машинного зала, дымовые трубы сооружают близ помещения парогенераторов.

Указанное требование не всегда удается выполнить; так, при размещении открытого распределительного устройства (ОРУ) со стороны фасадной стены машинного зала приходится главный корпус удалять от источника водоснабжения (реки или пруда-охладителя), из-за чего удорожается система водоснабжения электростанции. Поэтому применяют и другие варианты расположения ОРУ в генплане.

Важным фактором для правильного размещения сооружений электростанции на генплане является господствующее направление и сила ветра, характеризуемые «розой ветров». Под «розой ветров» в метеорологии понимают графическое изображение относительного распределения повторяемости или значений средних (или максимальных) скоростей ветра за многолетний период наблюдений, по восьми направлениям (румбам). Розу ветров изображают в виде восьми векторов-радиусов, направленных к одной общей центральной точке по странам света: с севера на юг, с запада на восток, с юга на север, с востока на запад, с северо-востока на юго-запад и т. д. На чертежах генплана изображение розы ветров является обязательным.

С учетом розы ветров открытый угольный склад размещают с подветренной стороны по отношению к главному корпусу, открытому распределительному устройству, линиям электропередачи, градирням и брызгальному устройству (если таковые имеются). Аналогично градирни или брызгальные устройства также надо располагать с подветренной стороны по отношению к ОРУ и линиям электропередачи

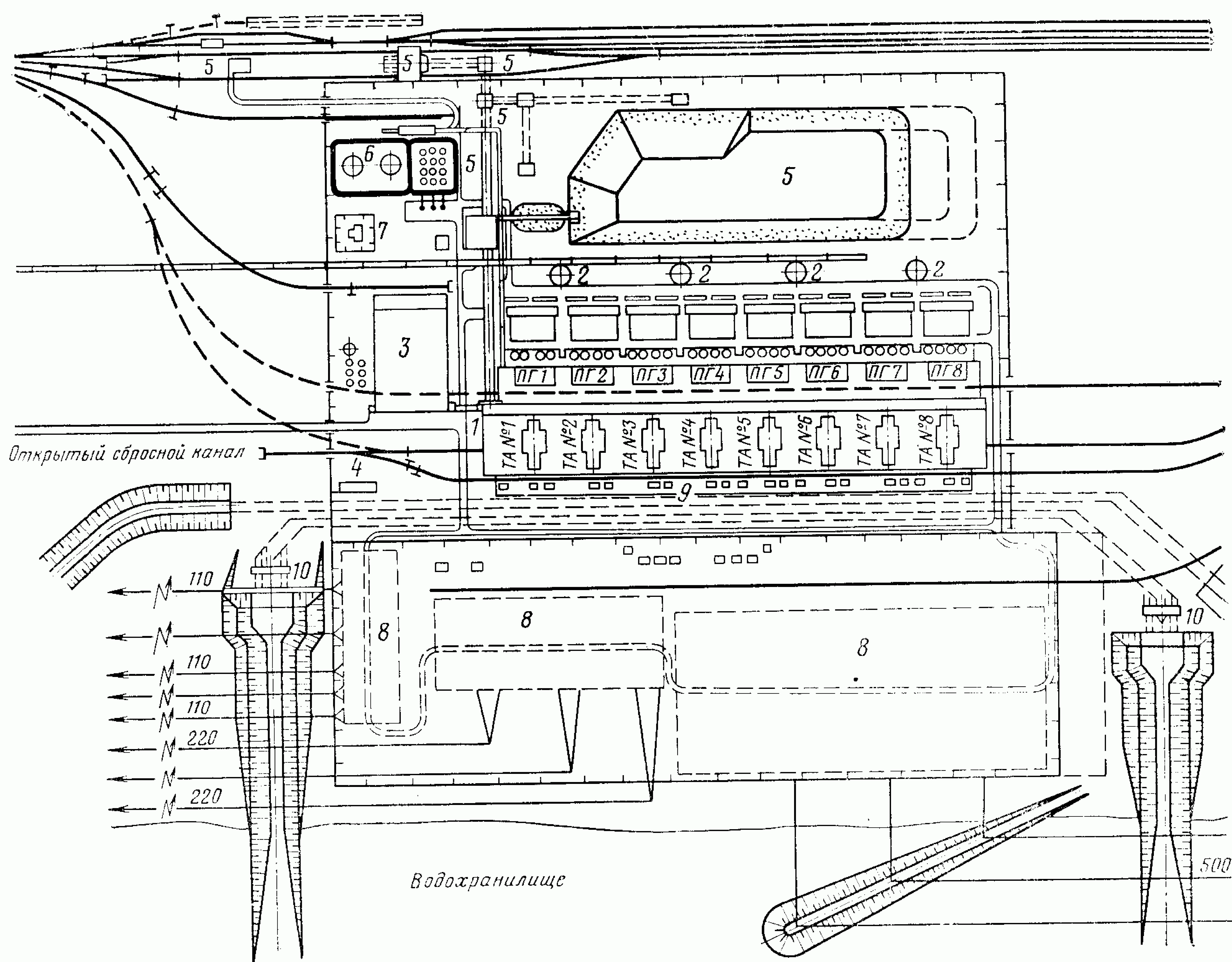


Рис. 22-1. Генеральный план типовой пылеугольной электростанции 2400 МВт с размещением открытого распределительного устройства (ОРУ) перед фронтом машинного зала.

1 — главный корпус; *2* — дымовые трубы; *3* — вспомогательный корпус; *4* — водородные ресиверы; *5* — сооружения топливоподачи и топливного хозяйства; *6* — мазутное и масляное хозяйство; *7* — ацетилено-кислородная установка; *8* — открытое распределительное устройство 110, 220 и 500 кВ; *9* — установка трансформаторов; *10* — насосные станции технического водоснабжения.

во избежание осаждения капель влаги на изоляторах и перекрытия их электрическим током.

Совокупность зданий и сооружений электростанции на ее территории представляет собой сложный производственный и архитектурный комплекс, к которому предъявляют требования не только технологической целесообразности и экономичности, но и санитарно-технические, а также эстетические.

Основной подход к главному корпусу электростанции выполняют со стороны его постоянной торцевой стены. С этой стороны устраивают вход через проходную и въезд на территорию электростанции. Со стороны постоянного торца главного корпуса размещают также объединенный вспомогательный и служебный корпус, соединяемый с главным корпусом закрытой переходной галереей для персонала на уровне основного обслуживания агрегатов электростанции и тепловых щитов управления (8—12 м). Наружная стена машинного зала является фасадной стеной главного здания. На территории электростанции высаживают зеленые насаждения.

В создании генплана электростанции участвуют совместно технологи-теплотехники и электротехники; строители, архитекторы, путейцы-железнодорожники и автодорожники; сантехники и другие специалисты.

Различие в генпланах конденсационных электростанций заключается прежде всего в размещении ОРУ по отношению к главному корпусу и источнику водоснабжения. Встречаются следующие типы размещения ОРУ:

перед фасадом машинного зала (рис. 22-1); в этом случае удлиняются водоводы охлаждающей воды, удорожается водоснаб-


Рис. 22-2. Генеральный план пылеугольной электростанции мощностью 3600 МВт (вариант с центральным пылезаводом) с размещением ОРУ со стороны торца главного корпуса.

1 — главный корпус; *2* — центральный пылезавод; *3* — объединенный вспомогательный корпус; *4* — центральный материальный склад и ремонтно-строительный цех; *5* — склад реагентов химводоочистки; *6* — компрессорная и склад баллонов; *7* — азотно-кислородная станция; *8* — ацетилено-генераторная станция; *9* — экипировочно-ремонтный блок; *10* — мазуто-масляное хозяйство; *11* — служебное здание железнодорожного транспорта; *12* — угольный склад; *13* — вагоноопрокидыватель; *14* — размораживающее устройство; *15* — насосная станция; *16* — открытое распределительное электрическое устройство; *17* — вспомогательные сооружения на ОРУ; *18* — узел связи и столовая.


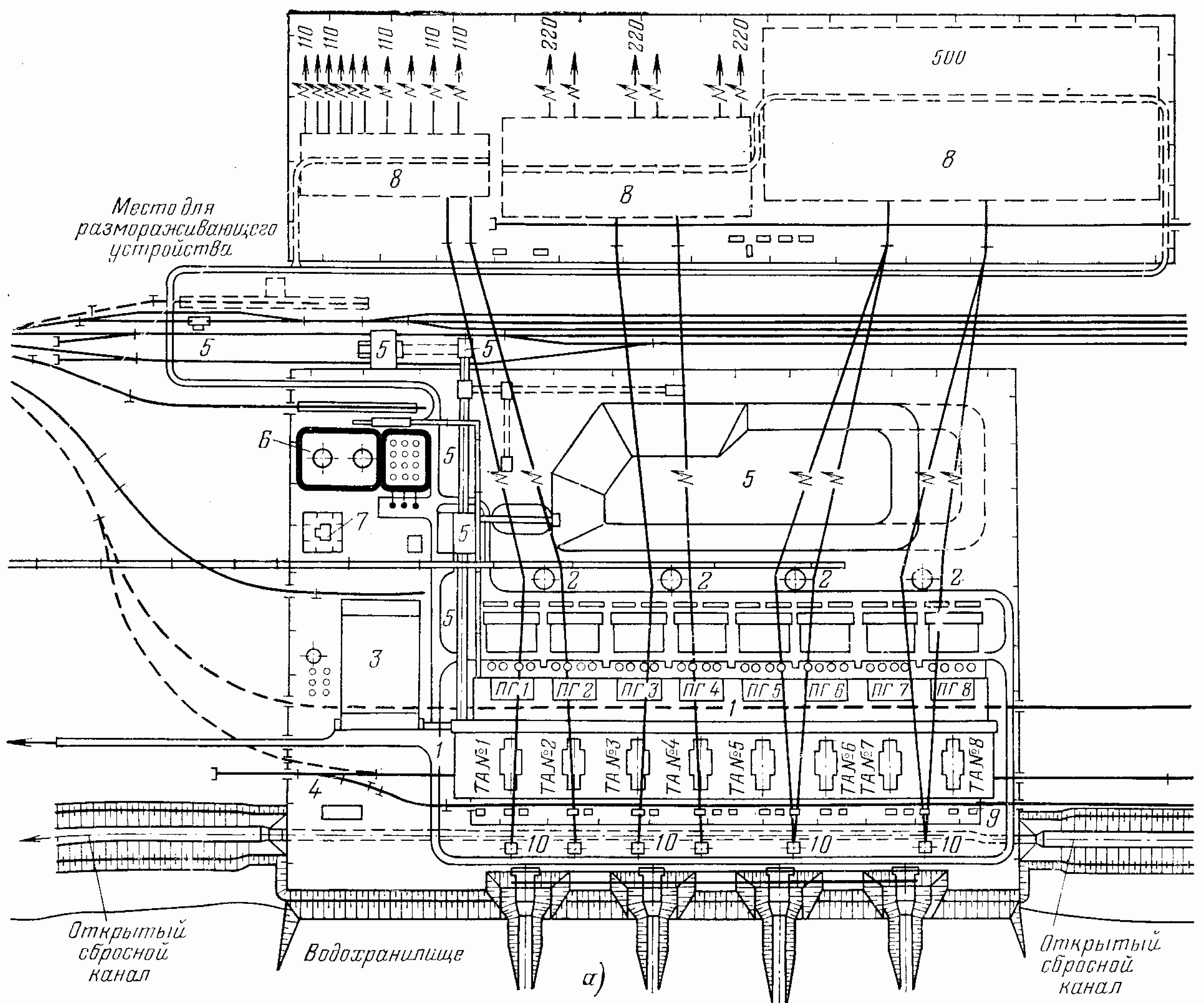


Рис. 22-3. Генеральный план электростанции мощностью 4000 МВт с двумя угольными складами радиального типа и размещением ОРУ со стороны торца главного корпуса.

1 — главный корпус; *2* — багерная насосная; *3* — инженерный корпус и проходная № 1; *4* — столовая; *5* — бытовые помещения главного корпуса; *6* — ОРУ 220 и 500 кВ; *7* — объединенный вспомогательный корпус; *8* — наружные сооружения химводоочистки; *9* — открытый склад тяжелого оборудования; *10* — ресиверы водорода и кислорода; *11* — компрессорная; *12* — азотно-кислородная станция; *13* — пусковая котельная с мастерскими; *14* — проходная № 2; *15* — ацетилено-генераторная станция; *16* — склад радиоактивных изотопов; *17* — пропан-бутановая установка; *18* — бетонорастворный узел; *19* — баки конденсата; *20* — дробильный корпус; *21* — роторный вагоноопрокидыватель; *22* — пассажирская платформа; *23* — служебное здание железнодорожного транспорта; *24* — вагонные весы; *25* — склад мазута и масла; *26* — склад дизельного топлива и бензина; *27* — топливные склады; *28* — расходные склады; *29* — стакер (машины непрерывного действия) и реклаймер на гусеничном ходу для вывоза топлива со склада; *30* — гараж и мастерская для бульдозеров; *31* — бытовые помещения топливоподачи; *32* — бассейн нейтрализации и насосная; *33* — размораживающее устройство; *34* — пешеходный туннель; *35* — стоянка для автомашин.



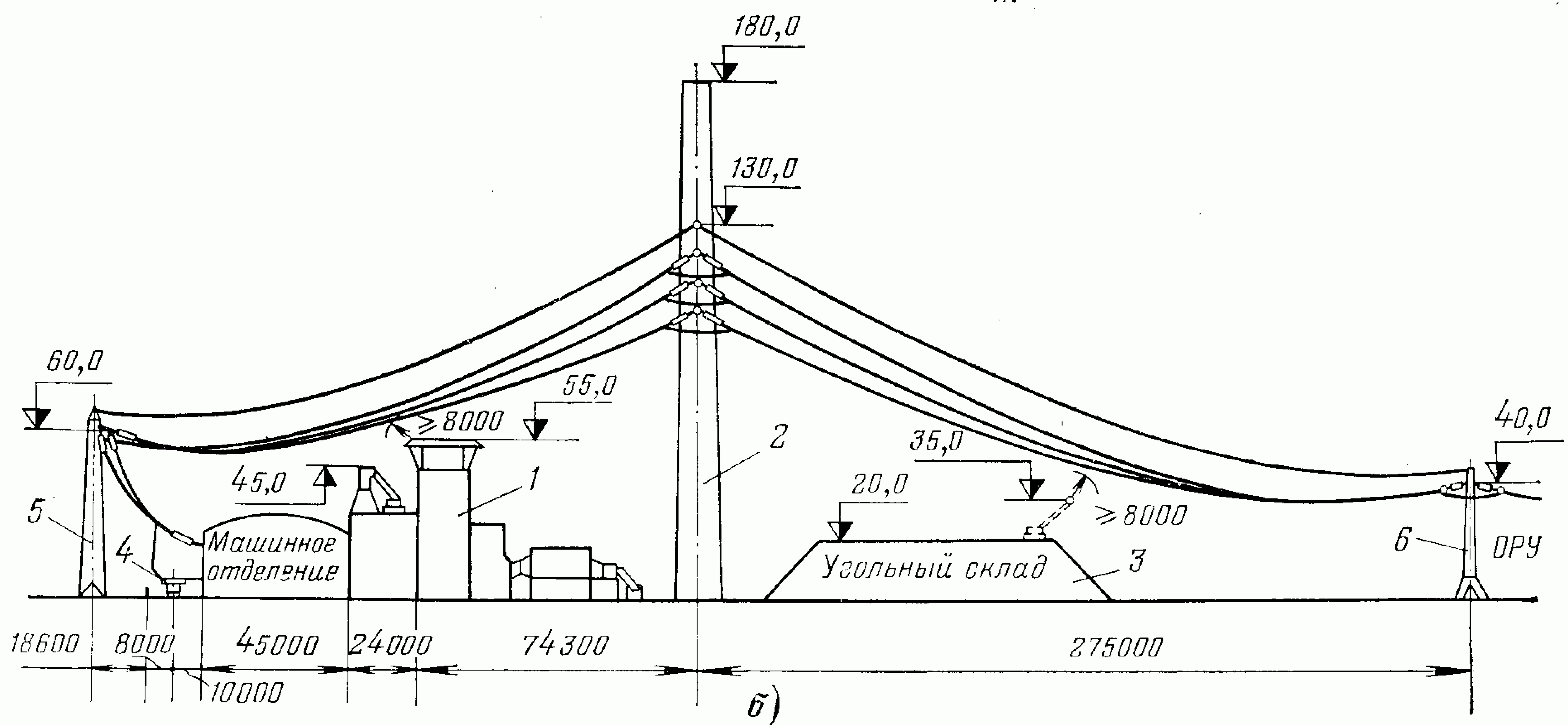


Рис. 22-4. Генплан пылеугольной электростанции 2400 МВт с размещением ОРУ за угольным складом.

а — генплан: *1* — главный корпус; *2* — дымовые трубы; *3* — вспомогательный корпус; *4* — водородные ресиверы; *5* — сооружения топливоподачи и топливного хозяйства; *6* — мазутное и масляное хозяйство; *7* — ацетилено-кислородная установка; *8* — открытое распределительное устройство 110, 220 и 500 кВ; *9* — установка трансформаторов, *10* — насосные станции технического водоснабжения; *б* — переход электрическими линиями через главный корпус: *1* — главный корпус; *2* — дымовая труба; *3* — угольный склад; *4* — повышающие трансформаторы; *5* — опора; *6* — опора у открытого распределительного устройства.


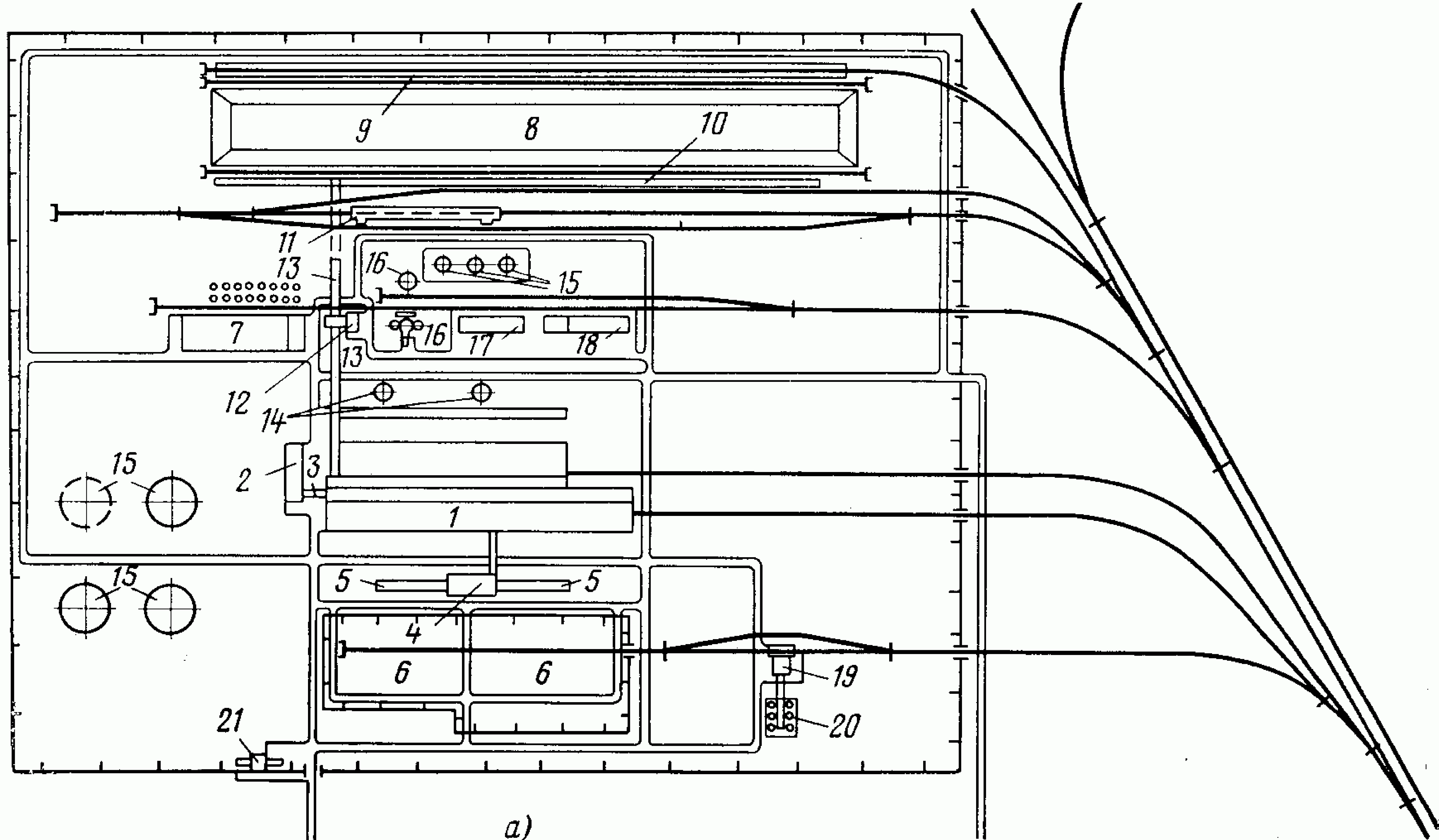
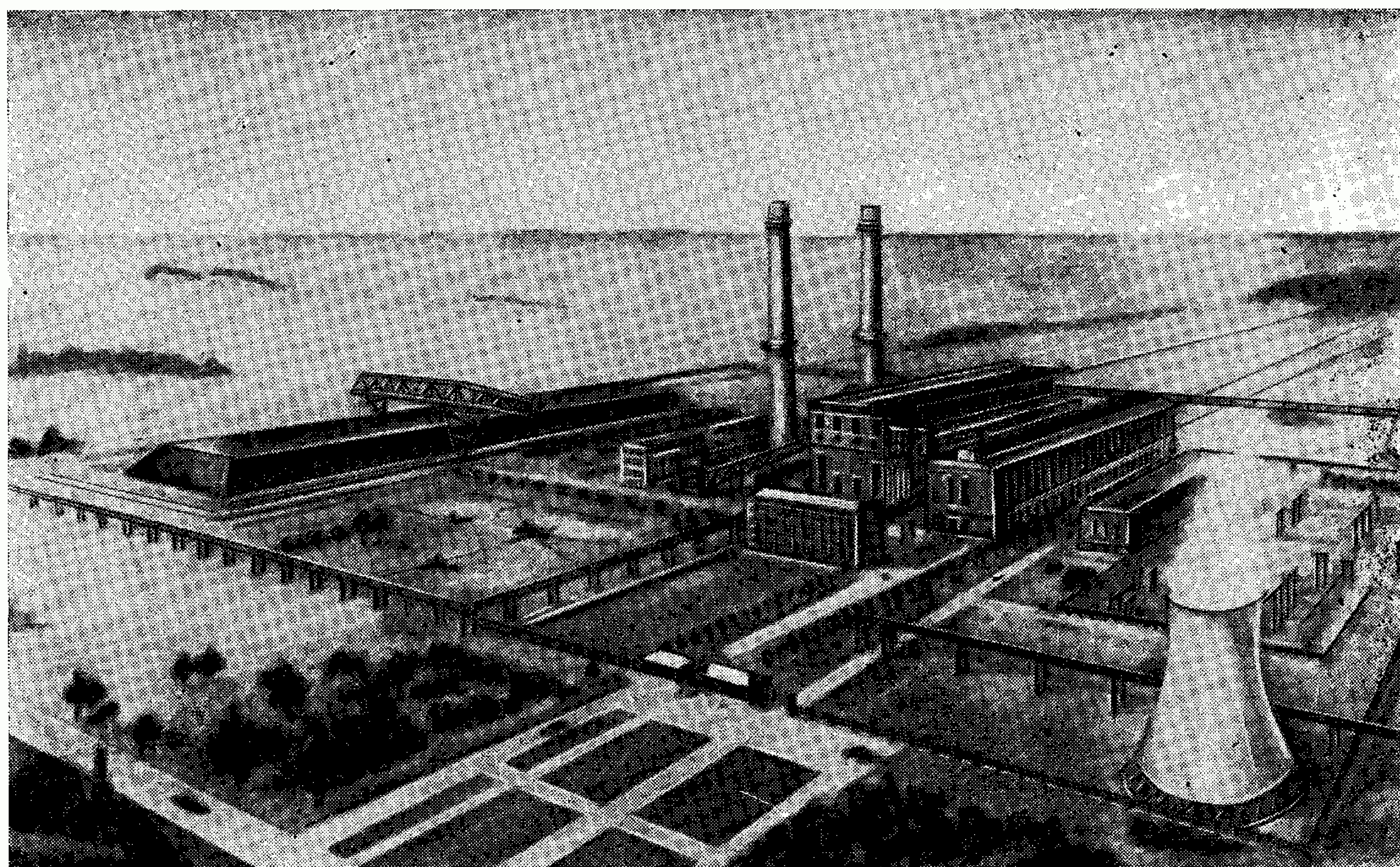


Рис. 22-5. Генеральный план газомазутной электростанции 4800 МВт с зубчатой компоновкой главного корпуса.

1 — главный корпус; *2* — открытая установка воздухоподогревателей; *3* — дымовая труба; *4* — открытая установка трансформаторов; *5* — ОРУ 220 кВ; *6* — ОРУ 500 кВ; *7* — циркуляционные водоводы; *8* — насосные станции; *9* — газораспределительный пункт; *10* — баки запаса конденсата; *11* — столовая и бытовой корпус; *12* — инженерно-бытовой корпус; *13* — переходной мост; *14* — химводоочистка; *15* — бытовые помещения; *16* — центральные ремонтные мастерские; *17* — навесы; *18* — центральный материальный склад; *19* — склад теплоизоляционных материалов; *20* — склад ремстройцеха; *21* — мастерская теплоизоляционных изделий; *22* — столярная мастерская; *23* — наружная установка баков химводоочистки; *24* — открытый склад тяжелого оборудования; *25* — мазутонасосная (пусковая) и маслоаппаратная; *26* — мазутослив; *27* — открытый склад масла и мазута; *28* — пусковая парогенераторная; *29* — открытая установка ресиверов водорода; *30* — склад химреагентов; *31* — азотно-кислородная станция и общестанционная компрессорная; *32* — склад цемента; *33* — бетонорастворный узел; *34* — ацетилено-генераторная станция; *35* — пропан-бутановая установка; *36* — склад радиоактивных изотопов; *37* — стоянка для автомашин; *38* — павильон для ожидания автобусов; *39* — навес для мотоциклов и велосипедов; *40* — пункт питания.





б)

Рис. 22-6. Генеральный план пылеугольной ТЭЦ.

а — генплан: *1* — главный корпус; *2* — служебный корпус; *3* — переходные мостики; *4* — главный щит управления; *5* — главное распределительное устройство; *6* — открытые распределительные устройства 35 и 110 кВ; *7* — химическая водоочистка; *8* — угольный склад с мостовым перегружателем; *9* — разгрузочная эстакада; *10* — ленточный конвейер склада; *11* — разгрузочное устройство с лопастными питателями; *12* — дробильный корпус; *13* — галерея конвейеров топливоподачи; *14* — дымовые трубы; *15* — градирни; *16* — мазутное хозяйство; *17* — механическая мастерская; *18* — материальный склад; *19* — трансформаторная мастерская; *20* — склад масла; *21* — проходная контора; *б* — перспектива.

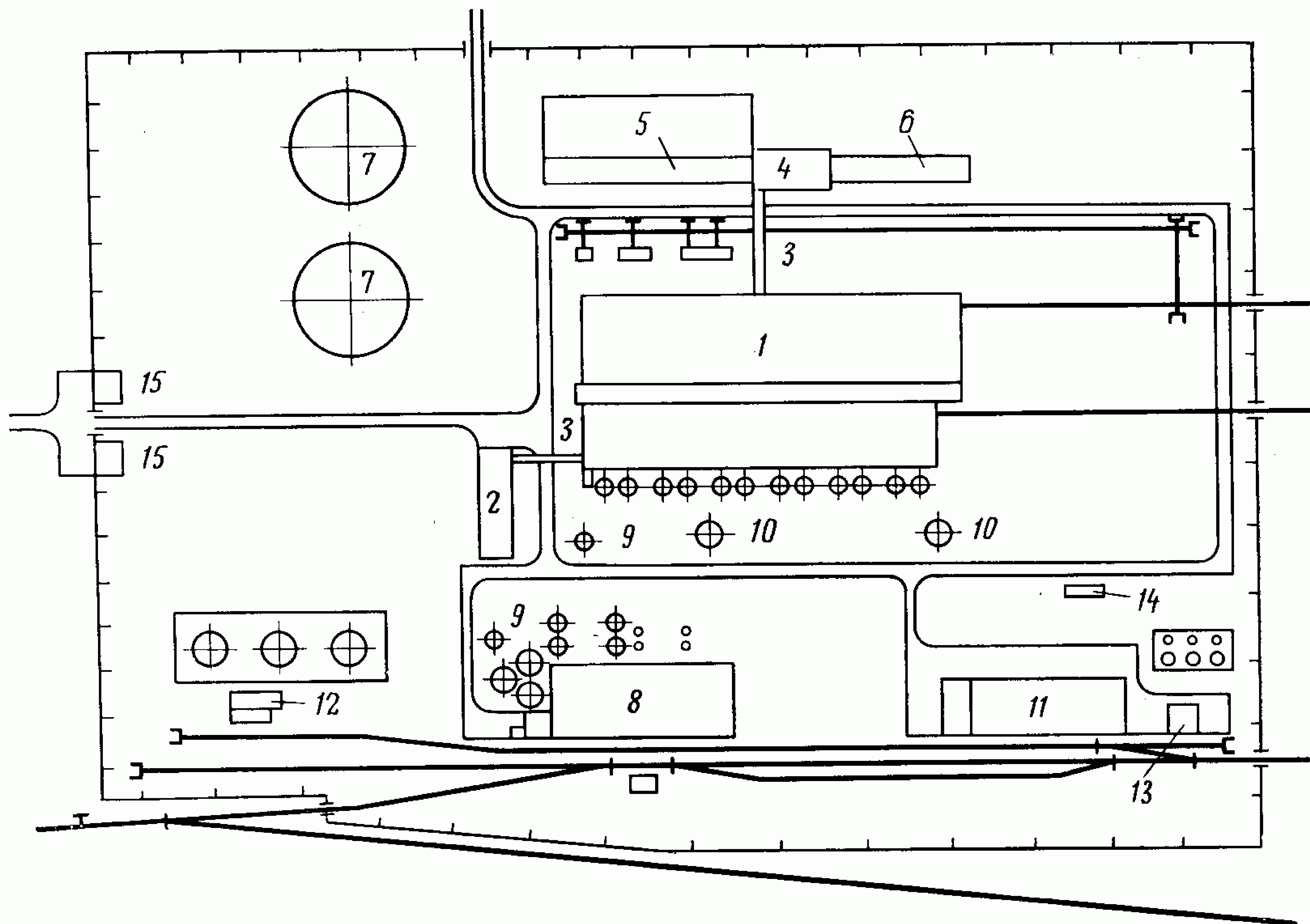


Рис. 22-7. Генеральный план газомазутной ТЭЦ.

1 — главный корпус; *2* — служебный корпус; *3* — переходный мостик; *4* — главный щит управления; *5* — закрытое распределительное устройство 110 кВ; *6* — закрытое распределительное устройство 35 кВ; *7* — градирни; *8* — химводоочистка; *9* — бак конденсата; *10* — дымовые трубы; *11* — объединенный вспомогательный корпус; *12* — мазутное хозяйство; *13* — масляное хозяйство; *14* — ресиверы водорода; *15* — проходная контора.

жение, растет расход электроэнергии на подачу охлаждающей воды. Ранее такое размещение ОРУ было типовым. Линии электропередачи высокого напряжения при этом либо отводятся параллельно фасадной стене машинного зала в сторону постоянного его торца, либо перебрасываются через источник водоснабжения; при необходимости устраиваются промежуточные опоры в пруду-охладителе;

со стороны постоянной торцевой стены главного корпуса электростанции (рис. 22-2 и 22-3); в этом случае машинный зал приближается к источнику водоснабжения, что удешевляет устройство водоснабжения и его эксплуатацию. Такая компоновка принята для ряда конденсационных электростанций;

со стороны фасадной стены помещения парогенераторов, за дымовыми трубами (рис. 22-4); при этом линии высокого напряжения от повышающих трансформаторов, находящихся у фасадной стены машинного зала, к ОРУ проходят над главным корпусом. Промежуточными опорами для этих линий могут служить дымовые трубы, оборудуемые специальными кронштейнами для подвески гирлянд изоляторов. Такое размещение ОРУ возможно и на газомазутных КЭС, не имеющих открытых складов топлива, или на КЭС, имеющих склады угля или торфа за пределами территории электростанции, на достаточном расстоянии от ОРУ.

Этот вариант принят для газомазутной КЭС с энергоблоками 800 МВт (рис. 22-5) при зубчатой компоновке главного корпуса, когда к общему машинному залу с продольно расположенными турбоагрегатами пристраивают помещения парогенераторов, а между этими помещениями размещают повышающие трансформаторы.

Генпланы ТЭЦ имеют обычно следующие отличительные особенности: наличие закрытого электрического распределительного устройства генераторного напряжения; вывод электроэнергии не только воздушными линиями электропередачи высокого напряжения из ОРУ, но и подземными электрическими кабелями генераторного напряжения; применение оборотного водоснабжения с искусственными охладителями, обычно с градирнями; вывод теплопроводов к потребителям.

Градирни в количестве трех-четырех размещают обычно со стороны постоянной торцевой стены главного корпуса (рис. 22-6). Циркуляционные насосы охлаждающей воды устанавливают большей частью в машинном зале, индивидуально по два насоса у каждого турбо-

агрегата; иногда в центральной насосной, между градирнями и главным корпусом электростанции.

На рис. 22-7 показан генплан газомазутной ТЭЦ.

Основные показатели застройки промплощадки конденсационной электростанции можно иллюстрировать на примере ГРЭС-1200 (с шестью энергоблоками по 200 МВт):

Площадь участка в ограде, га	16,2
Площадь под зданиями и сооружениями, га	11,3
То же под зданиями, га	4,8
Коэффициент использования территории, %	69,5
Коэффициент застройки, %	29,6
Площадь в ограде открытого распределительного устройства (ОРУ), га	11,6
Длина ограждения площади ГРЭС, км	1,21

По типовому проекту ГРЭС-2400 (восемь энергоблоков по 300 МВт) занимает территорию в ограде (без ОРУ) 21 га, что составляет 0,875 га/100 МВт; коэффициент использования территории равен 66%.

Для ГРЭС-4000 (восемь энергоблоков по 500 МВт) площадь отводимой земли (без водохранилища, золоотвала, стройбазы и подъездных путей) равна около 100 га, что соответствует 2,5 га/100 МВт; площадь промплощадки (без ОРУ и стройбазы) равна 26,0 га (0,65 га/100 МВт); площадь топливного склада 16,0 га (0,40 га/100 МВт).

Площадь участка в ограде действующей современной пылеугольной ТЭЦ мощностью первой очереди 250 МВт составляет 25,6 га.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ТРЕТЬЯ

ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

23-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Задача эксплуатации — обеспечить бесперебойное производство энергии надлежащего качества в количестве, определяемом диспетчерским графиком нагрузки, при минимальных материальных и денежных затратах.

Для успешного выполнения этой задачи необходимо:

1) поддерживать в исправном состоянии все оборудование — тепломеханическое и электротехническое, основное и вспомогательное, все линии коммуникаций — паровые, водяные, электрические и др.;

2) осуществить рациональные, надежные и экономичные режимы загрузки и использования оборудования (распределение нагрузки между агрегатами и энергоблоками, пуск и остановка оборудования и т. д.); всемерно использовать автоматические системы управления и контроль работы оборудования электростанции;

3) механизировать трудоемкие работы; своевременно, доброкачественно и экономично проводить ремонт оборудования и сооружений (капитальный, текущий);

4) постоянно совершенствовать эксплуатацию, осуществлять мероприятия по экономии топлива и электроэнергии, обновлять и улучшать оборудование и схемы в соответствии с прогрессом науки и техники;

5) иметь четкую организацию эксплуатации с правильным распределением обязанностей персонала электростанции, систематическим повышением его квалификации, точным выполнением правил технической эксплуатации;

6) обеспечить охрану труда и безопасность персонала, охрану природы и нормальные условия жизни окружающего населения.

В задачи работников энергетических управлений и предприятий входят также:

1) обеспечение дальнейшего развития энергосистемы в соответствии с потребностями народного хозяйства в электрической и тепловой энергии с учетом опережающего развития энергетики;

2) внедрение и освоение новой техники и научной организации труда.

Работой объединенных и единой энергетических систем управляют объединенные и центральное диспетчерское управления (ОДУ и ЦДУ). Диспетчерские службы энергосистемы, ОДУ, ЦДУ составляют: годовой график месячных максимумов нагрузки; годовые, квартальные и месячные балансы электроэнергии; таблицы экономического распределения нагрузки между электростанциями и энергосистемами; суточные графики активной нагрузки и горячего резерва и т. д.

График тепловой нагрузки ТЭЦ задается диспетчерской службой теплосети.

23-2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ АГРЕГАТАМИ И ЭНЕРГОБЛОКАМИ

Рациональное распределение нагрузки между агрегатами и энергоблоками — важная задача эксплуатации электростанции. Она решается на основе использования энергетических характеристик оборудования, устанавливающих зависимость расхода энергии, тепла, топлива на агрегат от его нагрузки (электрической, тепловой).

Результат решения существенно зависит от вида энергетической характеристики. При определенном виде энергетической характеристики возможно однозначное математическое решение, формулируемое обычно как «метод относительных (удельных) приростов». Предварительно выбирают состав работающих агрегатов, между которыми надлежит распределить заданную нагрузку.

Примем, что энергетическая характеристика выражается функцией, которая, как и ее производная, возрастает непрерывно с увеличением нагрузки; иначе говоря, характеристика изображается кривой, обращенной выпуклостью вниз (рис. 23-1).

Расход энергии (тепла) Q_j на каждый из z работающих агрегатов, участвующих в производстве заданной общей мощности W_c, выражается функцией мощности агрегата W_j:

$$Q_j=f_j(W_j),$$

где $j=1,\ 2,\ 3,\ \ldots,\ z$ — номер агрегата или

$$Q_1=f_1(W_1);\ \ Q_2=f_2(W_2)\ \ldots\ Q_z=f_z(W_z). \qquad (23\text{-}1)$$

Требуется определить минимум общего расхода энергии (тепла)

$$Q_c=\Sigma Q_j=Q_1+Q_2+\ldots+Q_z, \qquad (23\text{-}2)$$

при условии, что задана общая нагрузка

$$W_c=\Sigma W_j=W_1+W_2+\ldots+W_z, \qquad (23\text{-}3)$$

т. е. решить задачу условного экстремума, например, методом Лагранжа.

Экстремальная функция

$$F=Q_c=Q_1+Q_2+\ \ldots\ +Q_z,$$

вспомогательная дополнительная функция

$$\varphi=W_c-W_1-W_2-\ \ldots\ -W_z=0,$$

условная функция Лагранжа

$$\Phi=F+\lambda\varphi,$$

где λ — неопределенный множитель, исключаемый в процессе решения задачи.

Частные производные функции Φ по независимым переменным W_j приравниваем нулю:

$$\frac{\partial\Phi}{\partial W_1}=\frac{\partial Q_1}{\partial W_1}-\lambda=0;$$

$$\frac{\partial\Phi}{\partial W_2}=\frac{\partial Q_2}{\partial W_2}-\lambda=0;$$

. . . .

$$\frac{\partial\Phi}{\partial W_z}=\frac{\partial Q_z}{\partial W_z}-\lambda=0;$$

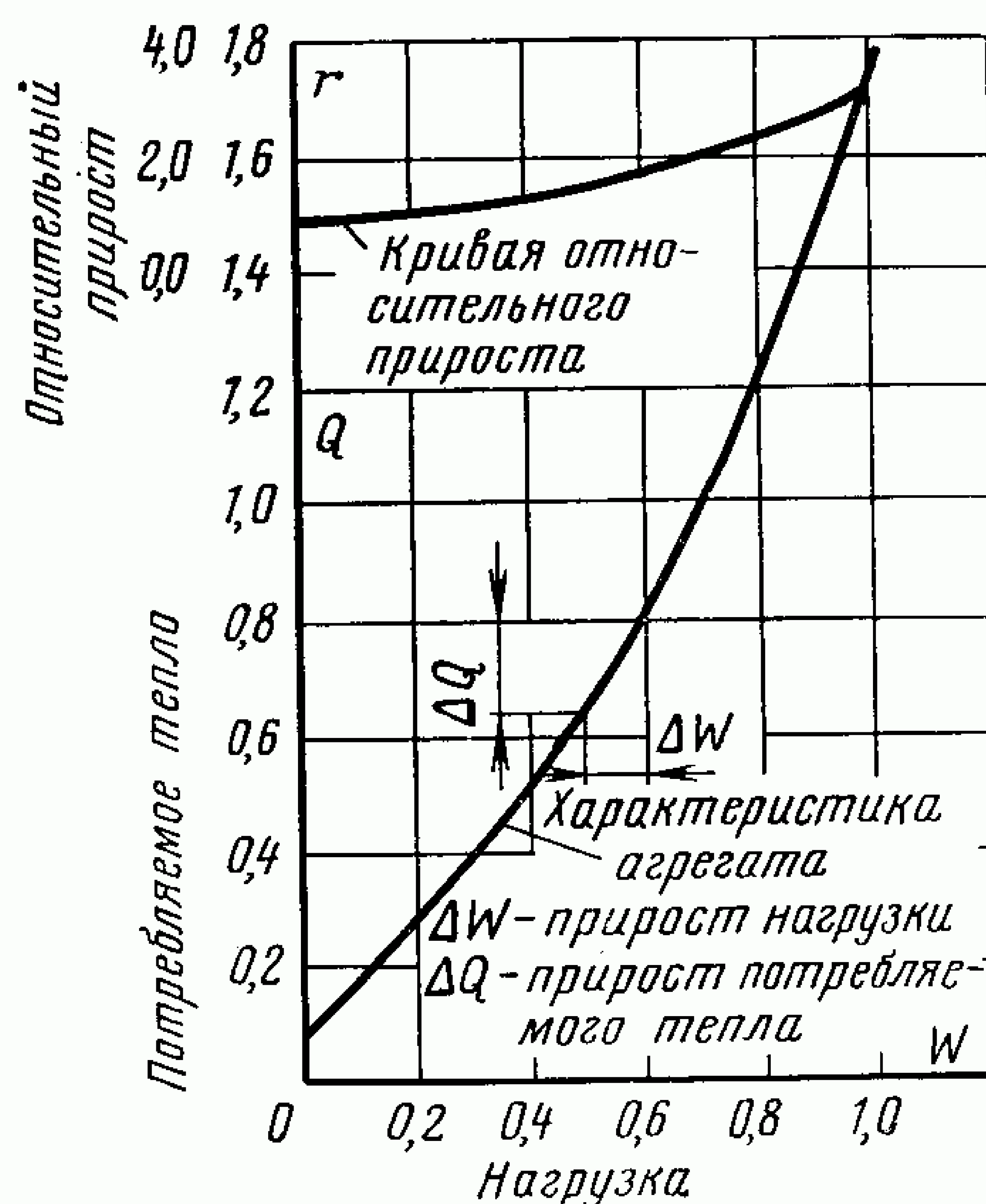


Рис. 23-1. Теоретическая энергетическая характеристика агрегата.

из этой системы равенств находим:

$$\frac{\partial Q_1}{\partial W_1}=\frac{\partial Q_2}{\partial W_2}=\cdots=\frac{\partial Q_z}{\partial W_z}$$

или

$$r_1=r_2=\ \ldots\ =r_z, \qquad (23\text{-}4)$$

где величины r_j, т. е. $r_1,\ r_2,\ldots,\ r_z$ — относительные (удельные) приросты расхода энергии (тепла).

Итак, в теоретическом случае экономичное распределение нагрузки, отвечающее минимуму затраты энергии (тепла), получаем при условии равенства относительных (удельных) приростов расхода энергии (тепла).

Этим методом удобно пользоваться в табличной или графической форме. Во всем интервале возможных изменений величин r^l (где l — текущий индекс) различных агрегатов (энергоблоков) от r^0 до r^n выбираем ряд значений r^{I}, $r^{\mathrm{II}},\ldots,\ r^{n-1}$, определяем соответствующие этим значениям r^l мощность отдельных агрегатов $W^0{}_1$, $W^{\mathrm{I}}{}_1,\ldots,\ W^n{}_1$; $W^0{}_2$, $W^{\mathrm{I}}{}_2\ldots$ $\ldots,\ W^n{}_2\ldots$ и суммарную их мощность

$$W^0{}_c=\sum_1^z W^0{}_j;\ \ W^{\mathrm{I}}_c=\sum^z W^{\mathrm{I}}_j \text{ и т. д. (см. табл. 23-1).}$$

Пользуются такой таблицей в порядке, обратном ее составлению, а именно, исходя из заданной общей нагрузки $W^l{}_c$, определяют непосредственно из таблицы соответствующие нагрузки отдельных агрегатов $W^l{}_1$, $W^l{}_2,\ldots$ $\ldots,\ W^l{}_z$. При необходимости интерполируют значения соответствующих величин.

Графически задача решается так: строят графики зависимости r_j от нагрузки W_j для

отдельных агрегатов, затем суммируют мощности отдельных агрегатов, соответствующие определенным значениям r^l, и строят график зависимости r_c от суммарной мощности агрегатов W_c (рис. 23-2). По значениям W_c и соответствующим значениям r определяют значения нагрузок отдельных агрегатов W_j. Как видно, табличный и графический способы распределения нагрузки аналогичны.

Таблица 23-1

Величины	Численные значения				
r^l	r^0	r^{I}	r^{II}	...	r^n
W_1^l	W_1^0	W_1^{I}	W_1^{II}	...	W_1^n
W_2^l	W_2^0	W_2^{I}	W_2^{II}	...	W_2^n
...	...	...	...	...	...
W_z^l	W_z^0	W_z^{I}	W_z^{II}	...	W_z^n
W_c^l	W_c^0	W_c^{I}	W_c^{II}	...	W_c^n

Применимость рассмотренного метода в случае характеристик с возрастающими значениями расхода и относительного прироста можно иллюстрировать следующим частным примером.

Допустим, что два одинаковых агрегата, имеющих характеристику указанного рода, нагружены одинаково. Изменим их нагрузки, сохраняя общую нагрузку неизменной, так что мощность одного агрегата возрастет на ΔW_1, а второго агрегата — уменьшится на $\Delta W_2 = \Delta W_1$.

Расход тепла на первый агрегат возрастет на величину ΔQ_1, большую, чем уменьшение расхода тепла на второй агрегат ΔQ_2, и общий расход тепла на оба агрегата возрастет на $\Delta Q_c = \Delta Q_1 - \Delta Q_2$. Следовательно, целесообразно такие агрегаты загружать одинаково. В случае характеристики с уменьшающимся относительным приростом (характеристика

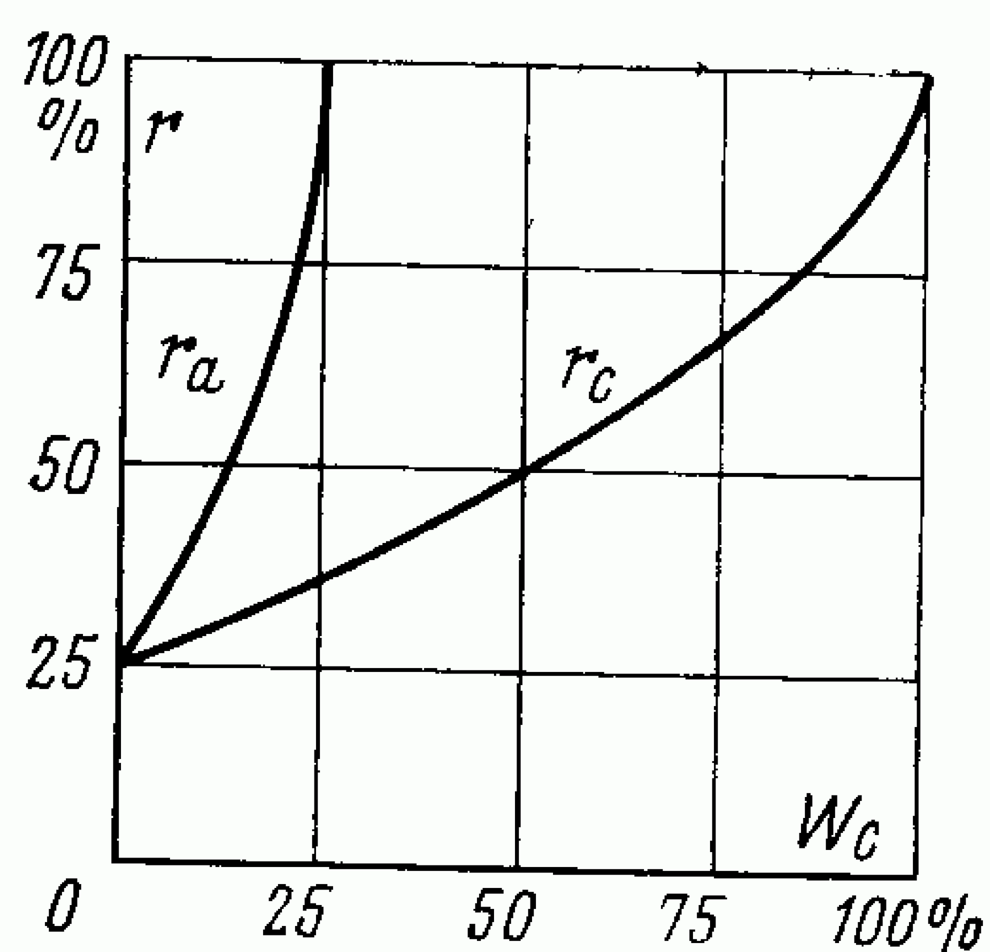


Рис. 23-2. Теоретические энергетические характеристики агрегата (энергоблока) r_a и электростанции r_c.

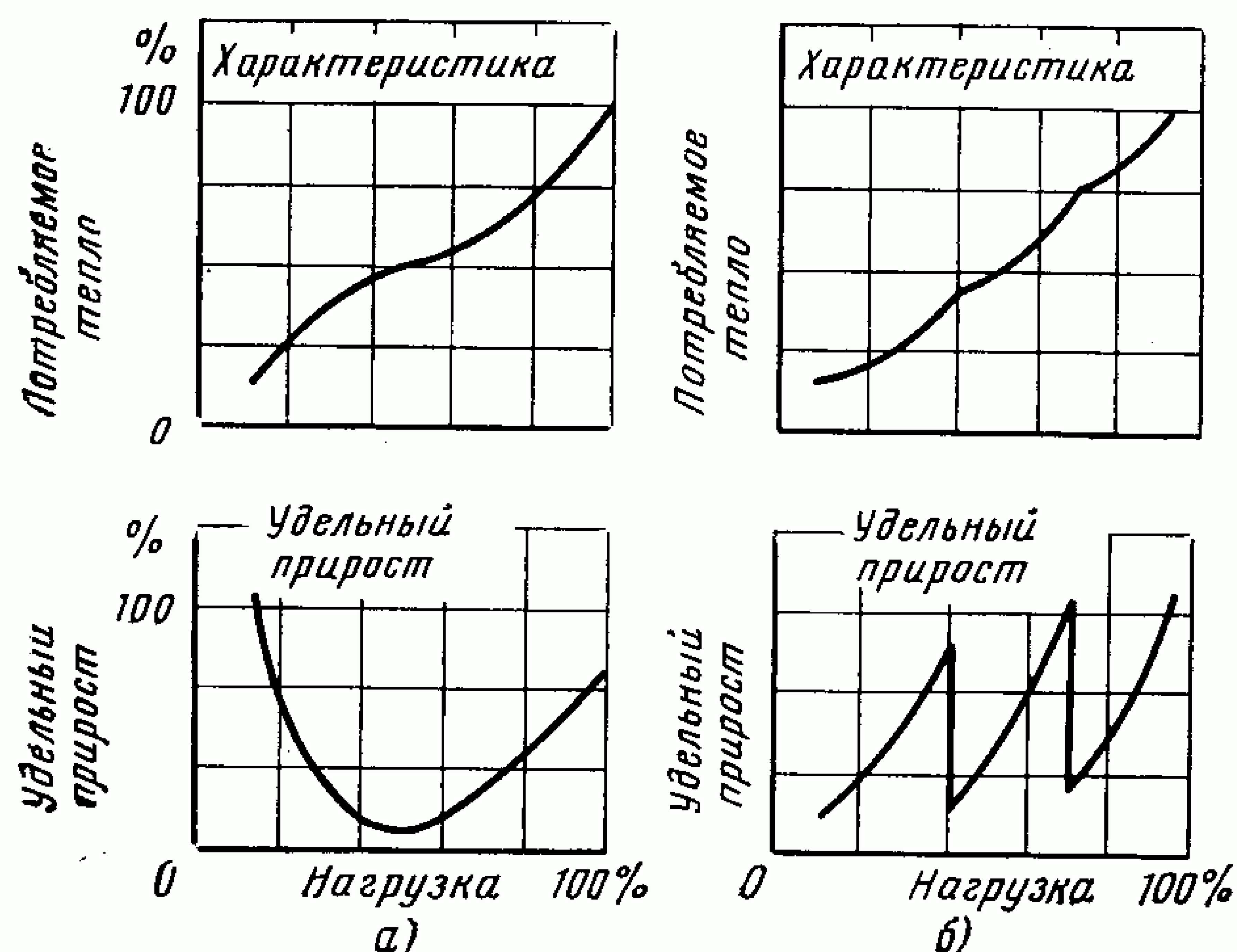


Рис. 23-3. Зависимость удельного прироста от вида расходной характеристики.

а — с перегибом; *б* — с изломом.

обращена выпуклостью вверх) целесообразно суммарную нагрузку передать на один из двух одинаковых агрегатов, а второй соответственно разгрузить, так как дополнительный расход тепла на первый агрегат меньше, чем уменьшение расхода тепла на второй агрегат: общий расход тепла при этом снижается.

В случае прямолинейной наклонной характеристики общий расход тепла на два одинаковых агрегата постоянный, независимо от распределения нагрузки между ними, так как увеличение расхода тепла на один агрегат компенсируется уменьшением расхода тепла на второй (относительный прирост постоянный в данной области нагрузок).

В действительности характеристики имеют более сложный вид кривых с перегибом или с изломом; таким характеристикам соответствуют резко переменные значения относительного прироста (рис. 23-3,*а*,*б*).

Практически принято пользоваться спрямленными расходными характеристиками агрегатов (см. рис. 11-1). Такое спрямление естественно для турбин с дроссельным и дополнительным обводным перегрузочным регулированием, но применяется также и для турбин с сопловым регулированием. Точкам излома характеристик в этих случаях соответствуют включения обводного перегрузочного или очередного регулирующего клапана. Аналогично спрямляют и характеристики парогенераторов, имеющие в действительности обычно вид кривой типа параболы, например кубической. Очевидно, спрямленной расходной характеристике соответствует постоянный относительный прирост, ломаной характеристике — несколько изменяющихся скачком значений от-

носительного прироста (ступенчатая линия с горизонтальными ступенями, рис. 23-4,*а*).

При использовании спрямленных характеристик также применяют метод относительных приростов, но в ином виде, а именно: при увеличении общей нагрузки догружают последовательно агрегаты с относительно меньшим приростом; при уменьшении общей нагрузки разгружают последовательно агрегаты с относительно большим приростом. Так, при двух агрегатах *А* и *Б* с характеристиками прироста по рис. 23-4,*а* нагружают в зоне *I* (малых нагрузок) сперва агрегат *А*, а затем *Б*, и в зоне *II* (больших нагрузок) сперва загружают агрегат *Б*, а затем *А*. Таким образом, агрегат *Б* загружают последовательно до полной мощности, в один прием, а агрегат *А* — в два приема, с работой его с частичной нагрузкой в период нагружения агрегата *Б*. Снижают мощность в данном примере в обратном порядке: сначала разгружают частично агрегат *А*, затем полностью агрегат *Б*, после этого и агрегат *А*.

При распределении нагрузок между агрегатами и энергоблоками следует пользоваться расходными характеристиками «нетто», в которых по оси абсцисс откладывают не выработку мощности W, а отпуск ее $W_0=W-W_{с.н}$, где $W_{с.н}$ — собственный расход мощности. Таким образом, определенным значениям расхода тепла в этой характеристике соответствуют меньшие значения полезной мощности (рис. 23-5).

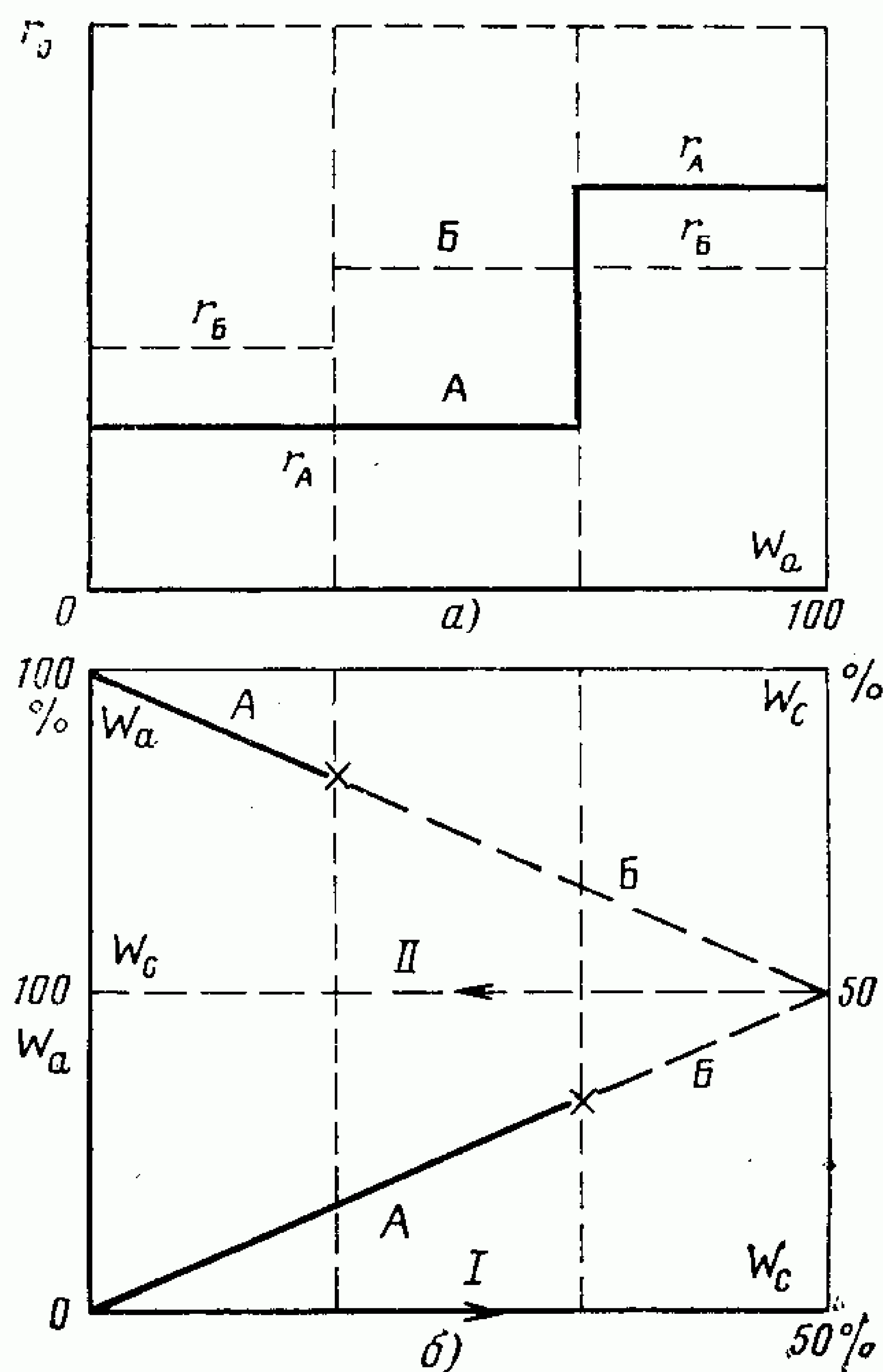


Рис. 23-4. Спрямленные характеристики прироста двух агрегатов (энергоблоков) *А* и *Б* (*а*) и распределение нагрузки между ними (*б*).

I — зона малых нагрузок; *II* — зона больших нагрузок.

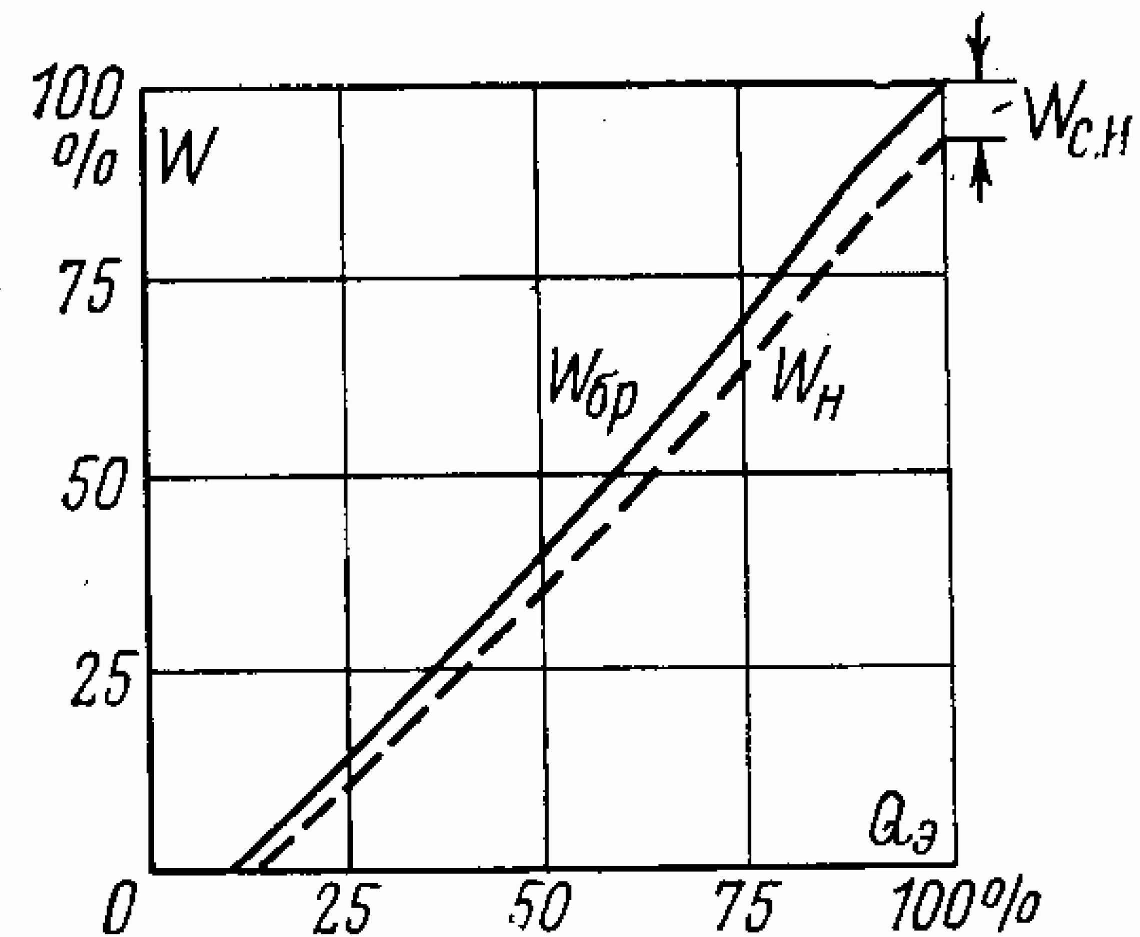


Рис. 23-5. Энергетические характеристики брутто и нетто.

Используют также понятие *относительного* (удельного) *прироста потери энергии,* а именно:

$$r_{пот}=\frac{dQ_{пот}}{dW}=\frac{d(Q-W)}{dW}=r-1, \qquad (23\text{-}5)$$

где потери $Q_{пот}$ равны разности затрачиваемой Q и производимой W энергии, $Q_{пот}=Q-W$.

Таким образом, прирост потерь равен превышению прироста расхода над единицей. Обе величины r и $r_{пот}$ связаны между собой однозначно.

При использовании величины $r_{пот}$ вместо r несколько снижается относительная погрешность решения задачи распределения нагрузки.

При построении характеристик прироста тепла на парогенератор исходным может служить значение его к. п. д., полученное расчетом или по данным испытаний. Расход тепла на парогенератор равен:

$$Q_с=\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}},$$

где $Q_{пг}$ — тепловая нагрузка парогенератора.

Можно получить следующее выражение относительного прироста расхода тепла на парогенератор (см. гл. 11):

$$r_{пг}=\frac{dQ_с}{dQ_{пг}}=\frac{1}{\eta_{пг}}\left(1-\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}\frac{d\eta_{пг}}{dQ_{пг}}\right).$$

Таким образом, изменение значения $r_{пг}$ с нагрузкой зависит от вида кривой $\eta_{пг}=f(Q_{пг})$. В частности, при максимальном значении $\eta_{пг}=\eta_{пг}^{м}$ производная $\frac{\Delta\eta_{пг}}{\Delta Q_{пг}}=0$ и $r_{пг}=\frac{1}{\eta_{пг}^{м}}$. Применяя численное дифференцирование величины $\eta_{пг}$ по $Q_{пг}$, т. е. определяя отношение $\frac{\Delta\eta_{пг}}{\Delta Q_{пг}}$,

можно построить графики изменения значений $r_{пг}$ в зависимости от $Q_{пг}$ при данном изменении $\eta_{пг}$.

Относительный прирост $r_с$ расхода тепла на энергоблок, включающий турбоагрегат, парогенератор и вспомогательные установки, равен:

$$r_с = \frac{dQ_с}{dW_о},$$

где $Q_с$ — расход тепла на энергоблок, а $W_о$ — полезная мощность.

Относительные приросты элементов энергоблока:

парогенератора — $r_{пг} = \frac{dQ_с}{dQ_{пг}}$;

турбоустановки — $r_{ту} = \frac{dQ_{ту}}{dW}$;

электрического собственного расхода —

$$r^э_{с.н} = \frac{dW_{с.н}}{dW_о};$$

теплового (парового) собственного расхода —

$$r^п_{с.н} = \frac{dQ^п_{с.н}}{dQ_{пг}},$$

где собственные расходы энергии составляют: электрической — $W_{с.н} = W - W_о$; тепловой — $Q^п_{с.н} = Q_{п.г} - Q_{ту}$; W — выработка мощности.

Величину $r_с$ в зависимости от относительных приростов отдельных элементов энергоблока представим так:

$$r_с = \frac{dQ_с}{dQ_{пг}} \frac{dQ_{ту}}{dW} \frac{d(W_о + W_{с.н})}{dW_о} \frac{dQ_{пг}}{d(Q_{пг} - Q^п_{с.н})}$$

или

$$r_с = r_{пг} r_{ту} \frac{1 + r^э_{с.н}}{1 - r^п_{с.н}}. \qquad (23\text{-}6)$$

Без учета собственного расхода $r^э_{с.н} = r^п_{с.н} = 0$, относительный прирост расхода тепла энергоблока

$$r_с \approx r_{пг} r_{ту},$$

т. е. равен произведению величин относительного прироста расхода тепла парогенератора и турбоустановки.

23-3. ПУСК АГРЕГАТОВ И ЭНЕРГОБЛОКОВ

Общие положения

Пуск агрегатов и энергоблоков проводится после монтажа новых установок — в пробную эксплуатацию, после наладки — в нормальную эксплуатацию, в дальнейшем — после капитального и текущего ремонтов и ревизий. Большое значение в последние годы приобрел пуск агрегатов и энергоблоков после периодических остановок, вызываемых снижением нагрузок в выходные (нерабочие) дни и в ночное время. В связи с быстрым ростом электрической нагрузки в утренние часы к агрегатам и энергоблокам предъявляют требования быстрого пуска и набора нагрузки, т. е. высокой мобильности и маневренности. Такие требования предъявляют в настоящее время не только к агрегатам и энергоблокам средней мощности (100—300 МВт), но и к более крупным (500, 800 и даже 1200 МВт) в связи с возрастающей неравномерностью суточных графиков нагрузки. Пуск дополнительных агрегатов и энергоблоков может потребоваться и при наступлении вечернего максимума, в период наложения нагрузок промышленной, осветительной, культурно-бытовой (телевизоры, бытовые электроприборы).

Требования частых пусков и остановок, быстрого набора и снятия нагрузки приводят к усложнению условий эксплуатации, снижению экономичности и надежности, к уменьшению ресурса долговечности оборудования. Большие трудности вызывают требования высокой мобильности и маневренности наиболее крупных и металлоемких агрегатов мощностью 500 МВт и выше (на органическом топливе, тем более — на ядерном горючем), имеющих сложную конструкцию, большие геометрические размеры, сверхкритические параметры и промежуточный перегрев пара.

В Советском Союзе создаются высокоманевренные паротурбинные энергоблоки мощностью по 500 МВт на газомазутном топливе упрощенной конструкции и пониженных параметров пара. В качестве пиковых агрегатов предполагается использование газотурбинных, (например, ГТ-100-2 и более крупных установок).

Методы пуска агрегатов и основные пусковые схемы энергоблоков

Методы пуска агрегатов, объединяемых поперечными связями, и энергоблоков существенно различны. На электростанциях, имеющих поперечные связи, пуск парогенераторов и турбоагрегатов проводят последовательно. Сперва повышают параметры пара на пускаемом парогенераторе до номинальных значений, подключают его к общей магистрали, а затем осуществляют пуск турбоагрегата при номинальных параметрах пара. При этом пуск турбоагрегата требует большого времени; время пуска парогенератора и турбоагрегата суммируется, общая продолжительность пуска и набора нагрузки, расход тепла и топлива на пуск велики. Пуск энергоблоков проводят при постепенно возрастающих значе-

ниях давления и температуры пара, на так называемых скользящих параметрах пара; напряжения в металле элементов оборудования возрастают постепенно и более плавно; надежность и долговечность работы оборудования возрастают; общая продолжительность пуска, расходы тепла и топлива на пуск снижаются.

При пуске дубль-блока сначала растапливают и пускают один из корпусов парогенератора вместе с турбоагрегатом на скользящих параметрах, второй корпус парогенератора растапливают позже и присоединяют к главным паропроводам по достижении на нем номинальных значений давления и температуры, т. е. аналогично пуску парогенератора электростанции с общими паропроводами. Поэтому продолжительность пуска и нагружения дубль-блоков и расход тепла и топлива на их пуск больше, чем для моноблоков. Пар пониженного давления при пуске оборудования на скользящих параметрах имеет относительно большой удельный объем, что благоприятствует гидродинамике потока и улучшает охлаждение поверхностей нагрева парогенератора в период растопки и пуска.

В пусковые схемы входят оборудование, арматура и трубопроводы, необходимые для осуществления операций пуска и остановки энергоблока. Важный элемент пусковой схемы — редукционно-охладительные установки (РОУ), необходимые для отвода пара, конденсата и их смеси из парогенератора и паропроводов в период растопки и прогрева в обход паровой турбины. Пусковые функции РОУ совмещают с защитными — обводом пара помимо турбины при сбросе электрической нагрузки (при аварийном отключении потребителей, выходе из работы линии электропередачи и т. д.). Такие РОУ выполняют быстродействующими (быстрота включения до 20—30 с) и называют сокращенно БРОУ (или пуско-сбросной быстродействующей редукционной установкой — ПСБУ).

БРОУ (ПСБУ) должны сохранять плотность при сбросе как перегретого пара, так и пароводяной смеси влажностью примерно до 85%.

В энергоблоках с промежуточным перегревом пара первоначально применяли две последовательно включенные БРОУ: верхнюю БРОУ № 1 — для обвода части высокого давления турбины до промежуточного перегрева и нижнюю БРОУ № 2 — для обвода части среднего и низкого давления турбины. В таких схемах одновременно защищается и промежуточный перегреватель паром, проходящим через БРОУ I, как при сбросе нагрузки, так и при растопке парогенератора (рис. 23-6).

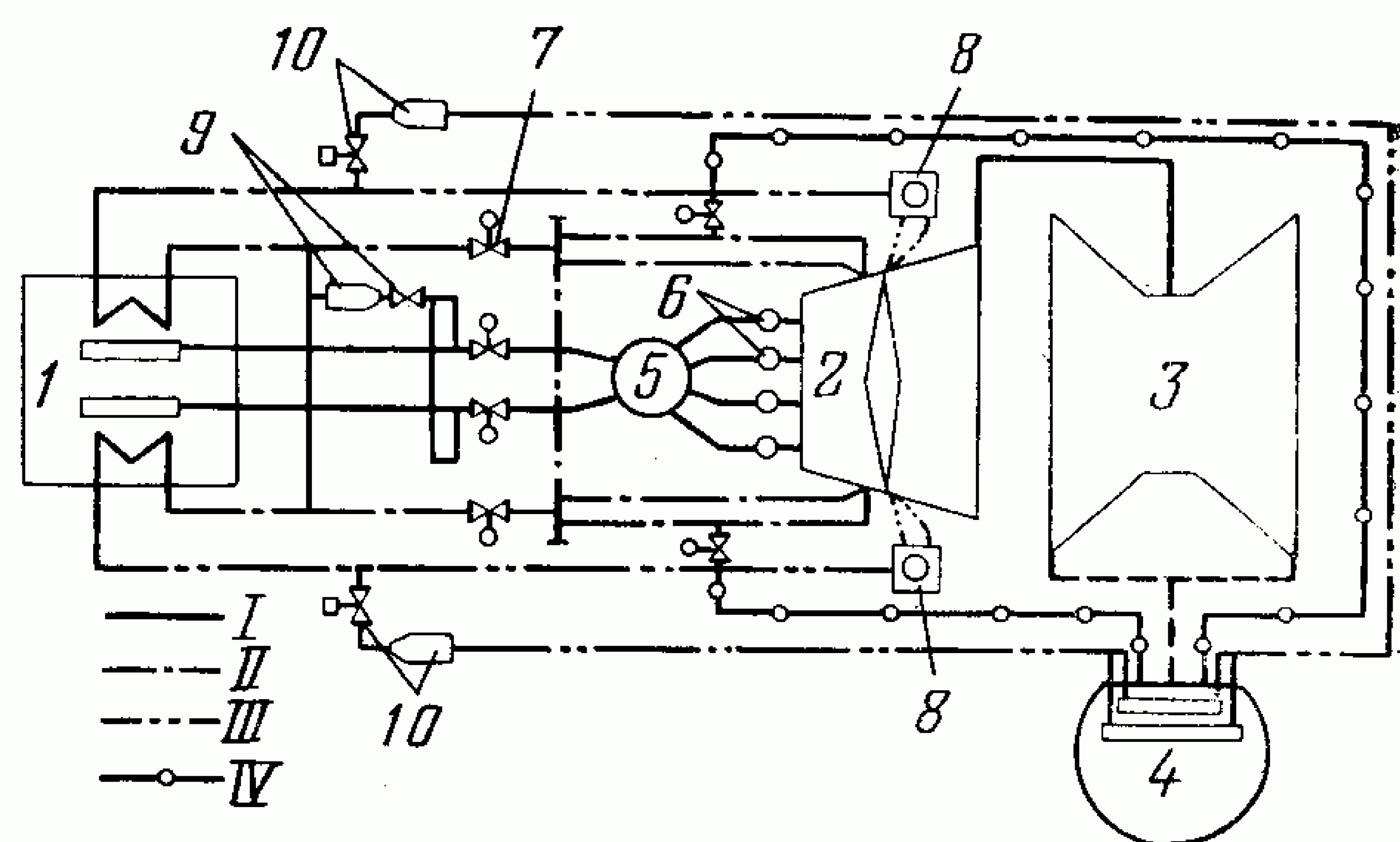


Рис. 23-6. Принципиальная пусковая схема энергоблока 150 МВт с двухступенчатой БРОУ (I и II).

I — свежий пар; *II* и *III* — пар промежуточного перегрева; *IV* — обеспаривание; *1* — парогенератор ТП-90; *2* и *3* — цилиндры высокого и низкого давления; *4* — конденсатор; *5* — стопорный клапан свежего пара; *6* — регулирующие клапаны свежего пара; *7* — задвижки паропроводов промежуточного перегрева; *8* — стопорные и регулирующие клапаны промежуточного перегрева; *9* — БРОУ I; *10* — БРОУ II.

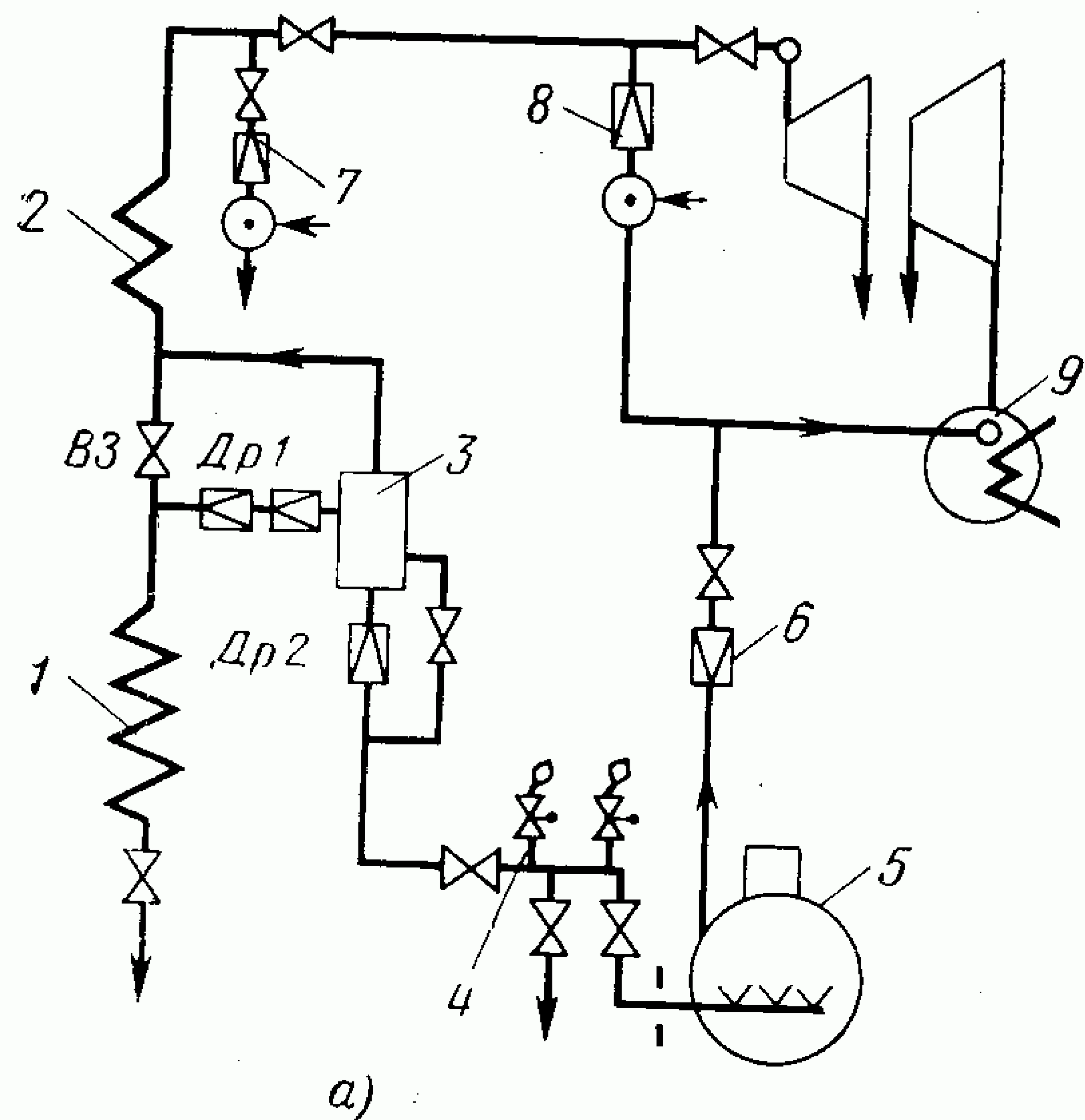
В схеме с двумя БРОУ пуск турбоагрегата проводили, включая в работу сначала цилиндры среднего и низкого давления турбины, при «беспаровом» режиме вращения ротора высокого давления, обогреваемого через выхлоп ЦВД паром из БРОУ I.

В настоящее время промежуточный перегреватель размещают обычно в конвективной шахте парогенератора, в области относительно невысоких температур дымовых газов. Так, для парогенераторов типов ПК-47, ПК-41, П-50 и ТПП-210 энергоблоков 200 и 300 МВт на газе, мазуте и АШ температура газов перед промежуточным перегревателем составляет при номинальной нагрузке 742—880°С; допустимой считают температуру газов около 850°С.

В случае размещения промежуточного перегревателя в виде ширм в области высоких температур (парогенератор ПК-39) ширмы следует выполнять из аустенитной стали.

Охлаждение промежуточного перегревателя «холодным» паром при растопке или сбросе нагрузки при соблюдении указанных условий практически не требуется. Поэтому отпадает необходимость в делении БРОУ на две части; достаточно иметь одну БРОУ для обвода турбины в целом (ЧВД, ЧСД и ЧНД), служащую для операций пуска, остановки и защиты турбоагрегата при сбросе электрической нагрузки.

В настоящее время применяется пусковая схема с одной обводной БРОУ и дополнительной РОУ в обвод части высокого давления турбины до промежуточного перегрева пара (рис. 23-7). Тракт прямоточного парогенератора делится задвижкой *ВЗ* на две части: парогенерирующую *1*, в которой поддержива-



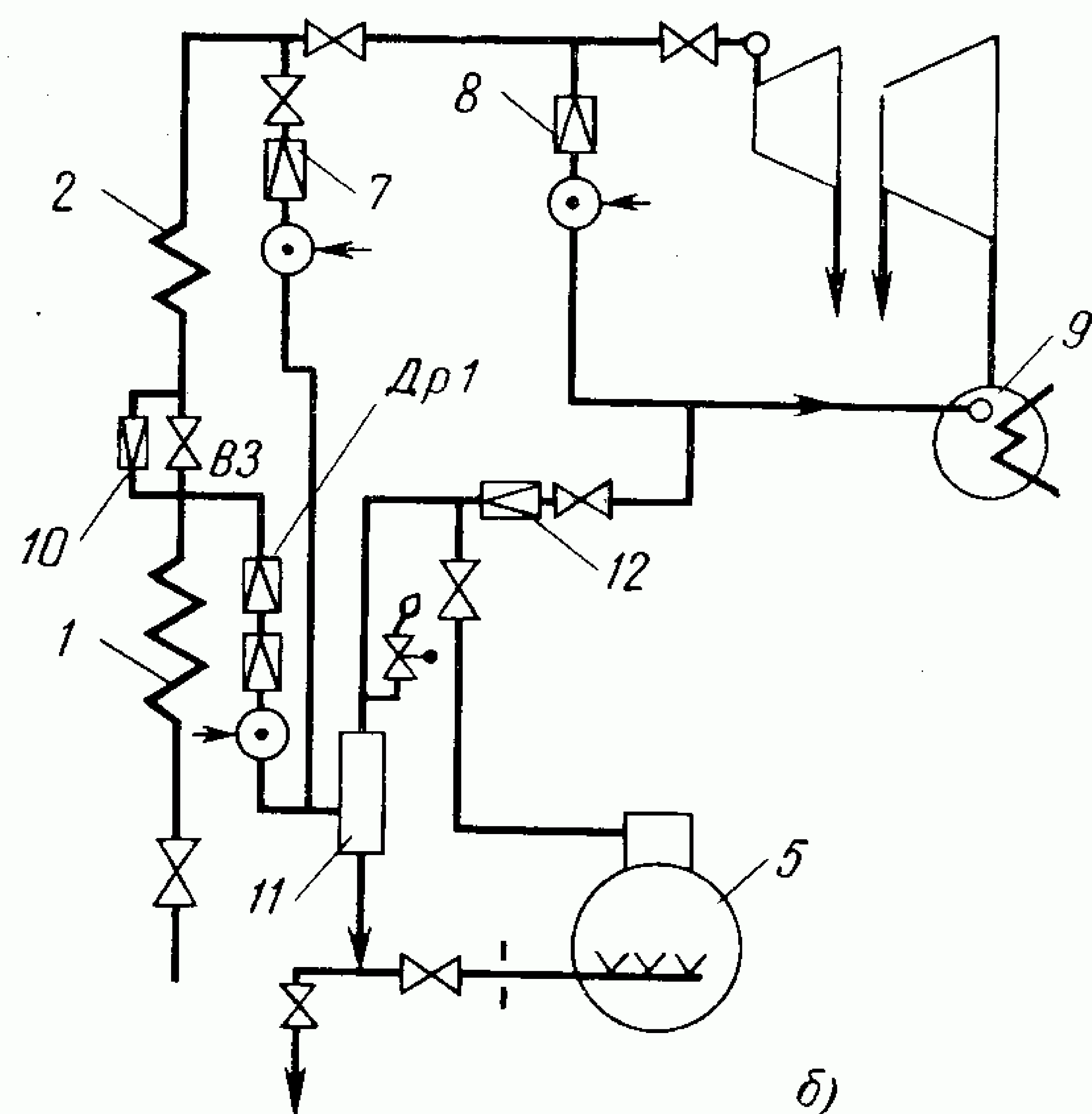


Рис. 23-7. Принципиальные пусковые схемы **энергоблоков с прямоточными** парогенераторами с одной обводной БРОУ.

а — с встроенным сепаратором; *б* — с выносным сепаратором; *1* — парогенерирующий тракт; *2* — выходная часть перегревателя; *3* — встроенный сепаратор; *4* — коллектор 2,0 МПа; *5* — деаэратор; *6* — клапан на трубопроводе сброса избытка пара из деаэратора; *7* — редукционно-охладительная установка (РОУ); *8* — быстродействующая редукционно-охладительная установка (БРОУ); *9* — конденсатор турбины; *10* — байпас встроенной задвижки; *11* — выносной сепаратор; *12* — клапан на сбросе пара из выносного сепаратора; *ВЗ* — встроенная задвижка; *Др1* — клапаны на подводящем трубопроводе сепаратора; *Др2* — клапан на сбросном трубопроводе из I ступени сепаратора.

ются номинальное давление и расход среды около 30% полного, и пароперегревательную *2*.

Первоначально применяли схемы с выносным сепаратором на всем потоке пара, в дальнейшем — с встроенными сепараторами на каждом регулируемом потоке парогенератора (рис. 23-7,*а*). Выносные сепараторы (рис. 23-7,*б*) рассчитывали на давление около 2 МПа, встроенные — на полное рабочее давление пара. Эксплуатация установок с выносными сепараторами показала, что из-за неравномерного распределения при пуске пароводяной смеси между параллельно включенными пароперегревателями температурные разверки в них недопустимо велики. Поэтому пуск парогенератора с выносным сепаратором ведется со сбросом избыточного пара при прогреве паропроводов, развороте и начальном нагружении турбины (до 30% номинальной мощности), а следовательно, с повышенными потерями тепла.

В схеме со встроенным сепаратором производительность парогенератора поддерживают при пуске близкой к расходу пара на турбину и потери тепла в конденсаторе снижаются. По расчетам ВТИ, на этапы пуска дубль-блока 300 МВт из холодного состояния расходуют следующие количества тепла (табл. 23-2).

Таким образом, в схемах со встроенным сепаратором расчетные затраты тепла примерно на 1000 ГДж ниже, что соответствует экономии условного топлива около 30 т. По данным испытаний при оптимальном графике пуска эта разность примерно равна 15 т условного топлива (155 т условного топлива при выносном и 110 т условного топлива при встроенном сепараторе).

Таблица 23-2

Этапы пуска	Вид пусковой схемы	
	Сепаратор встроенный	Сепаратор выносной
	Расход тепла, ГДж	
Растопка парогенератора	140	440
Прогрев трубопроводов	80	360
Разворот и синхронизация турбоагрегата	240	560
Нагружение до $0,15 W_н$	840	880
Деаэрация питательной воды паром из постороннего источника	100	40
Всего	1400	2280

Принципиальная пусковая схема энергоблока с прямоточным парогенератором, разработанная ВТИ и ОРГРЭС, показана на рис. 23-8. Установленный на отводе пара из встроенного сепаратора клапан *Др4* позволяет при пуске сначала отсечь перегревательный тракт и исключить заброс воды в него, а затем поддерживать в сепараторе и перед турбиной различное давление в соответствии с графиком его изменения в процессе пуска.

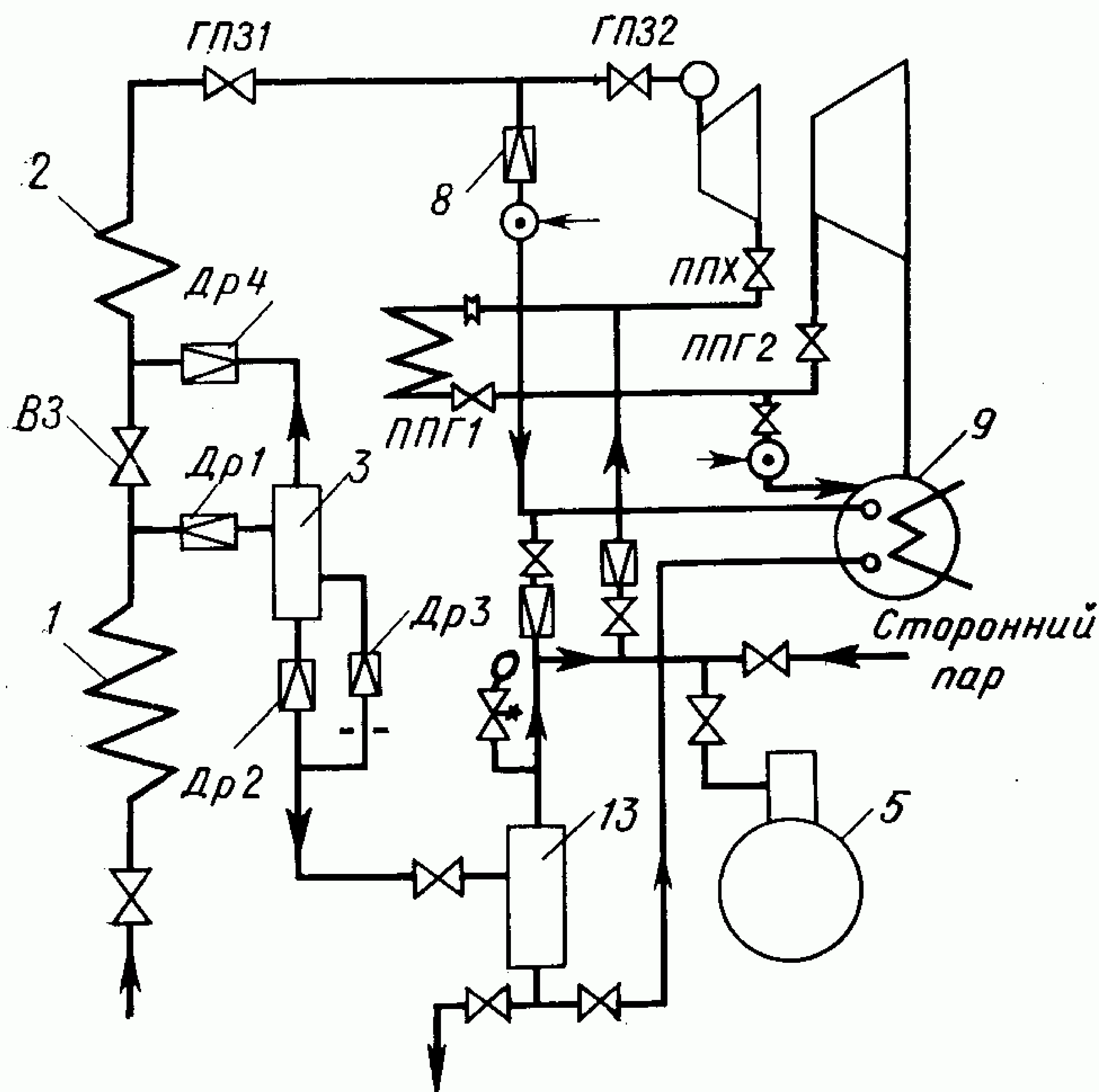


Рис. 23-8. Принципиальная пусковая схема энергоблока с прямоточным парогенератором (ВТИ и ОРГРЭС).

13 — растопочный расширитель 2 МПа; *Др3* — клапан на сбросном трубопроводе из II ступени сепаратора; *Др4* — клапан на трубопроводе отвода пара из сепаратора; *ГП31*, *ГП32* — главные паровые задвижки; *ППХ* — отключающая задвижка холодного паропровода промежуточного перегрева; *ППГ1*, *ППГ2* — отключающие задвижки горячего паропровода промежуточного перегрева. Остальные обозначения те же, что и на рис. 23-7.

Из сепаратора вода (сначала целиком, а затем с частью пара) отводится в растопочный расширитель. Пар из расширителя может поступать в коллектор собственного расхода (из него, в частности, в «холодную» линию промежуточного перегрева пара), кроме того, в конденсатор турбины. Вода из расширителя отводится в конденсатор турбины и проходит через обессоливающую установку, что улучшает водный режим пуска.

Примеры пусковых схем энергоблоков

На рис. 23-9,*а* показана пусковая схема дубль-блока 300 МВт с прямоточными парогенераторами, с двумя трактами воды и пара в каждом корпусе, с БРОУ (ПСБУ) на обводе турбины в целом, с четырьмя встроенными сепараторами и растопочным расширителем. Схема построена в соответствии с принципиальной пусковой схемой ВТИ и ОРГРЭС и не требует дополнительных пояснений.

Надежность действия топочных экранов при пуске прямоточных парогенераторов, в особенности газомазутных моноблоков с парогенераторами под наддувом, при одновременном уменьшении расхода среды (с 30% до 12—15% номинального) можно повысить, применяя специальные рециркуляционные насосы в контуре парогенератора до встроенного сепаратора. Такие пусковые схемы применяют за рубежом (США и другие страны) и для газомазутных моноблоков с прямоточными парогенераторами под наддувом мощностью 300, 800 и 1200 МВт Советского Союза. На рис. 23-9,*б* показана пусковая схема газомазутного моноблока 300 МВт с такой «комбинированной» циркуляцией среды в парогенераторе. Парогенераторы и энергоблоки с такой пусковой схемой должны обладать повышенной маневренностью.

На рис. 23-10 показана пусковая схема моноблока 500 МВт без насосов рециркуляции.

Расчетная температура газов перед выходной ступенью промежуточного перегревателя при номинальной нагрузке моноблоков составляет: 810—820°С — для энергоблоков 300 МВт, 830—835°С — для 500 МВт, 750°С — для 800 МВт.

На паропроводах системы промежуточного перегрева пара отключающие задвижки не устанавливают. При пуске из холодного состояния системы промежуточного перегрева и ЦВД турбины прогревают насыщенным паром из растопочного расширителя. При пуске из неостывшего состояния для этой цели можно использовать свежий пар, проходящий через специальную РОУ *59* (рис. 23-9,*б*) или пар из общестанционной магистрали с параметрами 1,0—1,3 МПа, 300—350°С.

Питание паром турбонасосов резервируется специальной БРОУ (рис. 23-10).

Режимы пуска энергоблоков

Пуск энергоблока из *холодного состояния* происходит при полностью остывших парогенераторе и паропроводах и температуре наиболее нагретых частей турбины не выше 150°С; из *неостывшего состояния* — при температуре турбины и паропроводов выше 150°С или при холодных паропроводах; из *горячего состояния* — при давлении пара в парогенераторе, близком к номинальному.

Из холодного состояния энергоблок пускают с последовательным нарастанием выработки пара и его параметров. Свежий пар в турбину подают перегретым не менее чем на 50°С по сравнению с температурой насыщения. В неостывшую турбину при пуске подают пар с температурой за паровпускными клапанами выше температуры наиболее нагретых частей турбины на 50°С и более.

Номинальное давление пара при пуске энергоблока на скользящих параметрах устанавливают: при барабанных парогенераторах по окончании нагружения турбины; в моно-

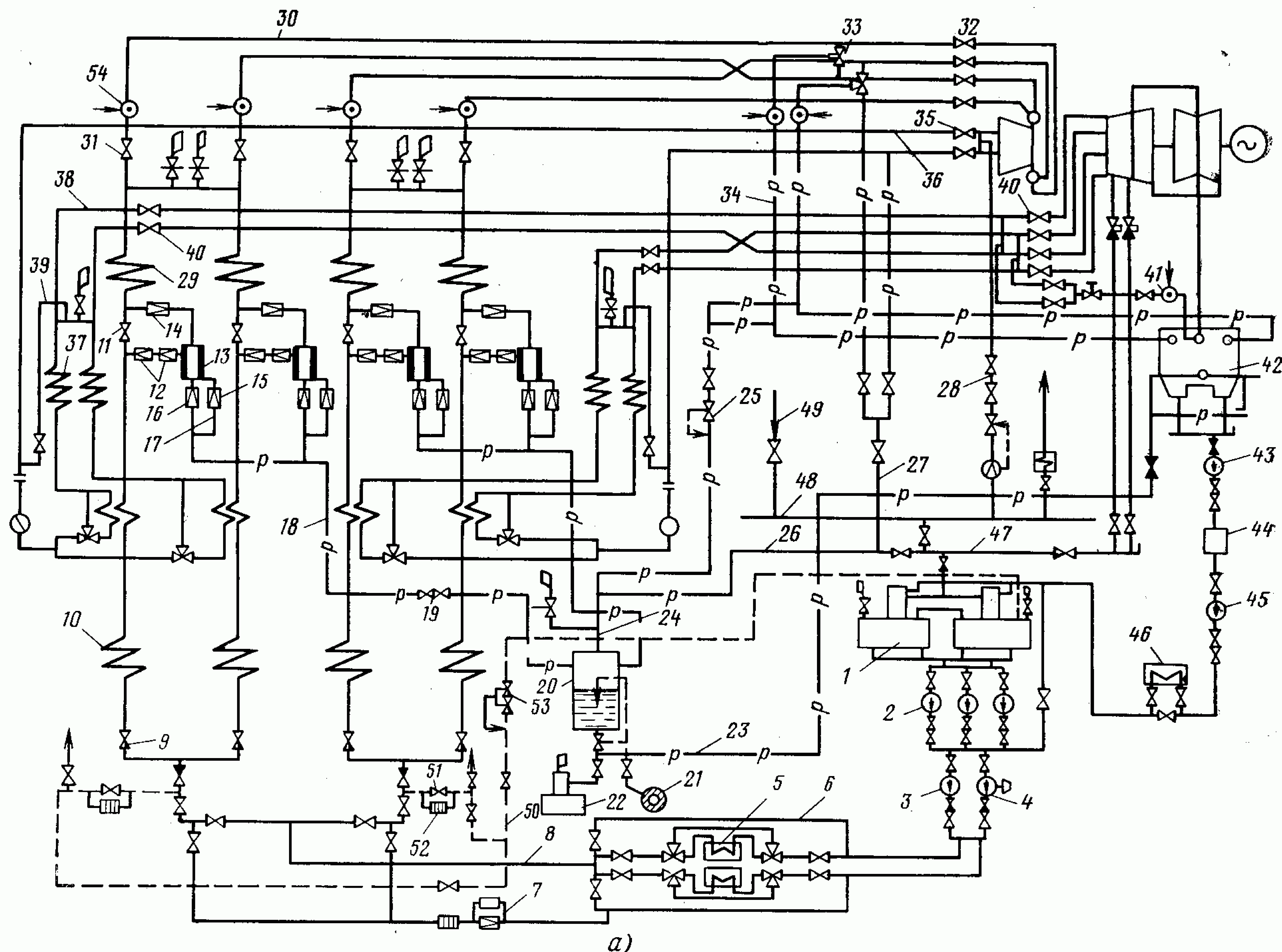


Рис. 23-9. Пусковые схемы

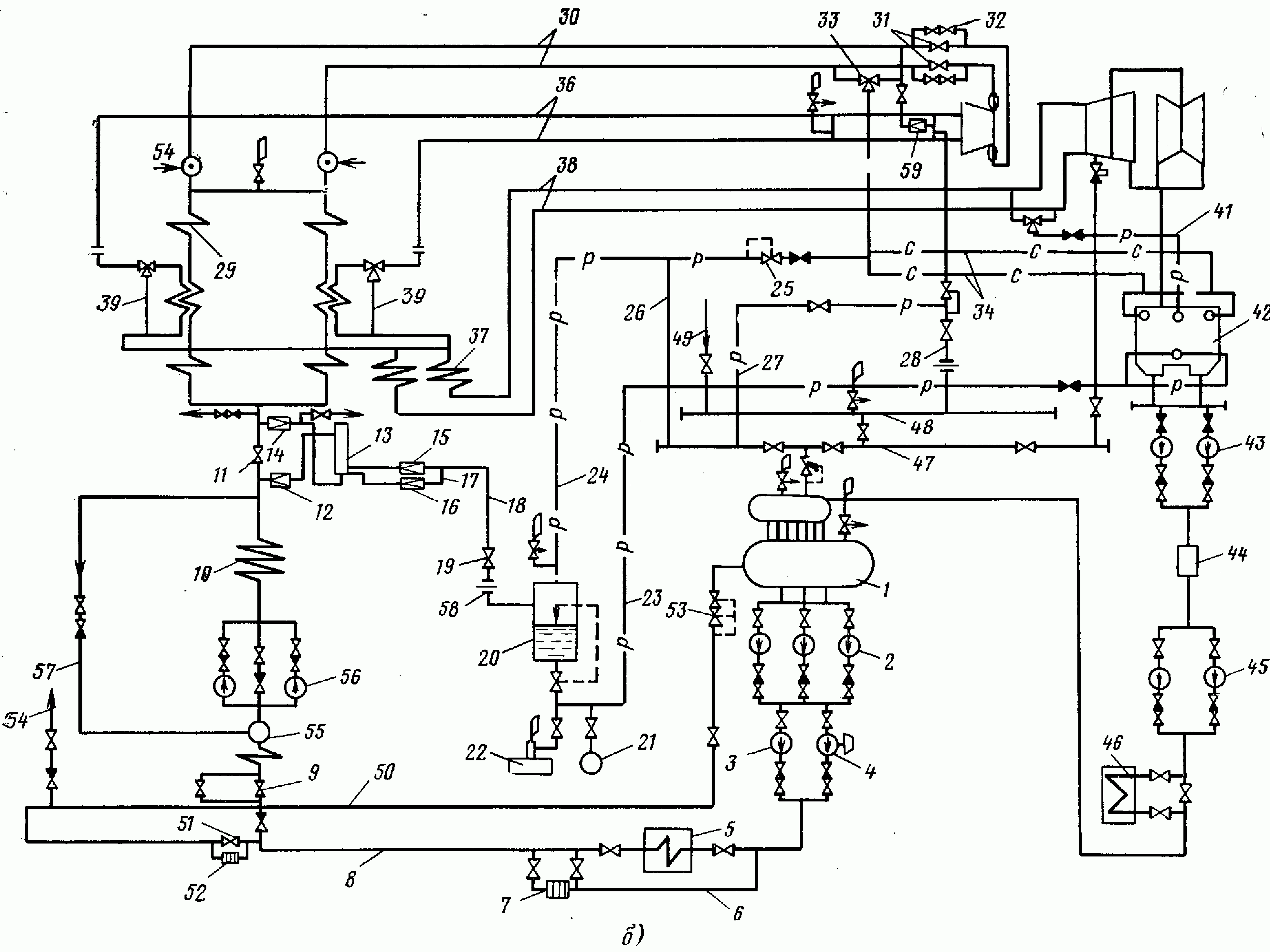
а — дубль-блок: *1* — деаэратор; *2* — бустерные насосы; *3* — питательный электронасос; **4 — питательный турбонасос;** *5* — подогрева
8 — питательный трубопровод; *9* — регулирующий питательный клапан; *10* — экономайзерные поверхности парогенератора и
тор; *14* — дроссельный клапан на отводе пара в перегреватель; **15 — дроссельный клапан на отводе среды из I ступени встроенного**
19 — отключающие задвижки сбросного трубопровода; **20 — растопочный расширитель;** *21* — циркуляционный водовод; *22* — бак запа
2,0 МПа; *25* — регулирующий клапан; *26* — трубопровод, подводящий пар к коллектору собственного расхода; *27* — трубопровод,
пароперегревательные поверхности; *30* — трубопроводы свежего пара; *31* — *ГПЗ1*; *32* — *ГПЗ2*; *33* — *ПСБУ*; *34* — сбросные трубопро-
греватель; *38* — горячие паропроводы промежуточного перегревателя ППГ; *39* — паровой байпас промежуточного перегревателя;
ни; *44* — конденсатоочистка; **45 — конденсатные насосы II ступени; 46 — подогреватели низкого давления;** *47* — коллектор собствен
куляции впрыска в деаэратор; *51* — запорная задвижка; *52* — набор дроссельных шайб на байпасе запорной задвижки; *53* — ре
56 и *57* — насосы и трубопровод рециркуляции;

блоках с прямоточными парогенераторами — при нагрузке турбины 25—30% номинальной.

При остановке энергоблока с охлаждением оборудования пар должен быть перегрет не менее чем на 50°С. Сброс рабочей среды из парогенератора в конденсатор допускается при вакууме в нем не ниже 40%, с дальнейшим углублением его до нормы. Трогание ротора конденсационной турбины производится при вакууме не ниже 40%.

В соответствии с графиками-заданиями пуска блоков, приводимыми в типовой инструкции, ориентировочная продолжительность выдержки нагрузок турбины из различных тепловых состояний характеризуется данными, указанными в табл. 23-3. В качестве примеров приведены графики-задания пуска энергоблока после простоя около 30—40 ч (рис. 23-11,*а*) и до 10 ч (рис. 23-11,*б*).

Режимы пуска дубль-блоков 300 МВт из различных тепловых состояний можно характеризовать данными табл. 23-4, разработанной ОРГРЭС и ВТИ и приводимой здесь в сокращенном виде. Данные по режимам I и II приведены для пуска с обогревом фланцев и шпилек турбины. В режимах I—IV пуск ведется по схеме с сепараторами, в режиме V пуск обоих корпусов ведется по прямоточной схеме (см. рис. 23-9,*а*). Как видно из таблицы, продолжительность пуска существенно зависит от исходного теплового состояния и составляет 6 ч 05 мин после простоя 45—60 ч, 2 ч 50 мин при простое меньше 10 ч и 1 ч 05 мин при простое меньше 0,5 ч.



энергоблока 300 МВт.

тель высокого давления; *6* — байпас подогревателя высокого давления; *7* — питательный байпас с набором дроссельных шайб; НРЧ; *11* — встроенная задвижка; *12* — дроссельный клапан на подводе среды к встроенному сепаратору; *13* — встроенный сепара- сепаратора; *16* — то же из II ступени сепаратора; *17* — сбросной трубопровод сепаратора; *18* — общий сбросной трубопровод; са конденсата; *23* — трубопровод, отводящий воду из расширителя 2,0 МПа; *24* — трубопровод, отводящий пар из расширителя подводящий пар на прогрев промежуточного перегревателя; *28* — трубопровод отбора пара на общестанционную магистраль; *29* — воды ПСБУ; *35* — задвижки *ППХ*; *36* — холодные паропроводы промежуточного перегревателя (ППХ); *37* — промежуточный пере- *40* — задвижки *ППГ*; *41* — сбросные трубопроводы промежуточного перегрева; *42* — конденсатор; *43* — конденсатные насосы I ступе- ного расхода; *48* — общестанционная магистраль 1,2 МПа; *49* — подвод пара от постороннего источника; *50* — трубопровод рецир- гулирующий клапан; *54* — пусковой впрыск; *б* — моноблок с рециркуляционными насосами: *1—54* — см. рис. 23-9,*а*; *55*—смеситель; *58* — подпорные шайбы; *59* — РОУ.

Таблица 23-3

Мощность, МВт	Режим пуска				
	I	II	III	IV	V
	Продолжительность выдержки, мин				
15	50	—	—	—	—
35	20	15	10	—	10
90	30	30	20	20	—
130	—	—	—	—	—
180	—	—	—	—	25

Обогрев фланцев и шпилек сокращает общую продолжительность пуска на 1—3 ч.

Режим I является пуском из холодного состояния, режим V — из горячего резерва, остальные — из неостывшего состояния.

Оборудование, находящееся в оперативном управлении и ведении диспетчера, выводится из работы и вводится в работу лишь с разрешения диспетчера, кроме случаев, явно опасных для людей и оборудования.

Для пуска электростанции с блочной структурой предусматривают пусковую парогенераторную, вырабатывающую пар для отопления зданий, деаэрации питательной воды, подогрева мазута, продувки трубопроводов, приводной турбины питательного насоса (при отсутствии электронасоса) и прочих нужд.

На ТЭЦ и КЭС неблочной структуры возможно использовать в качестве пусковой временную парогенераторную, сооружаемую для строительно-монтажных работ.

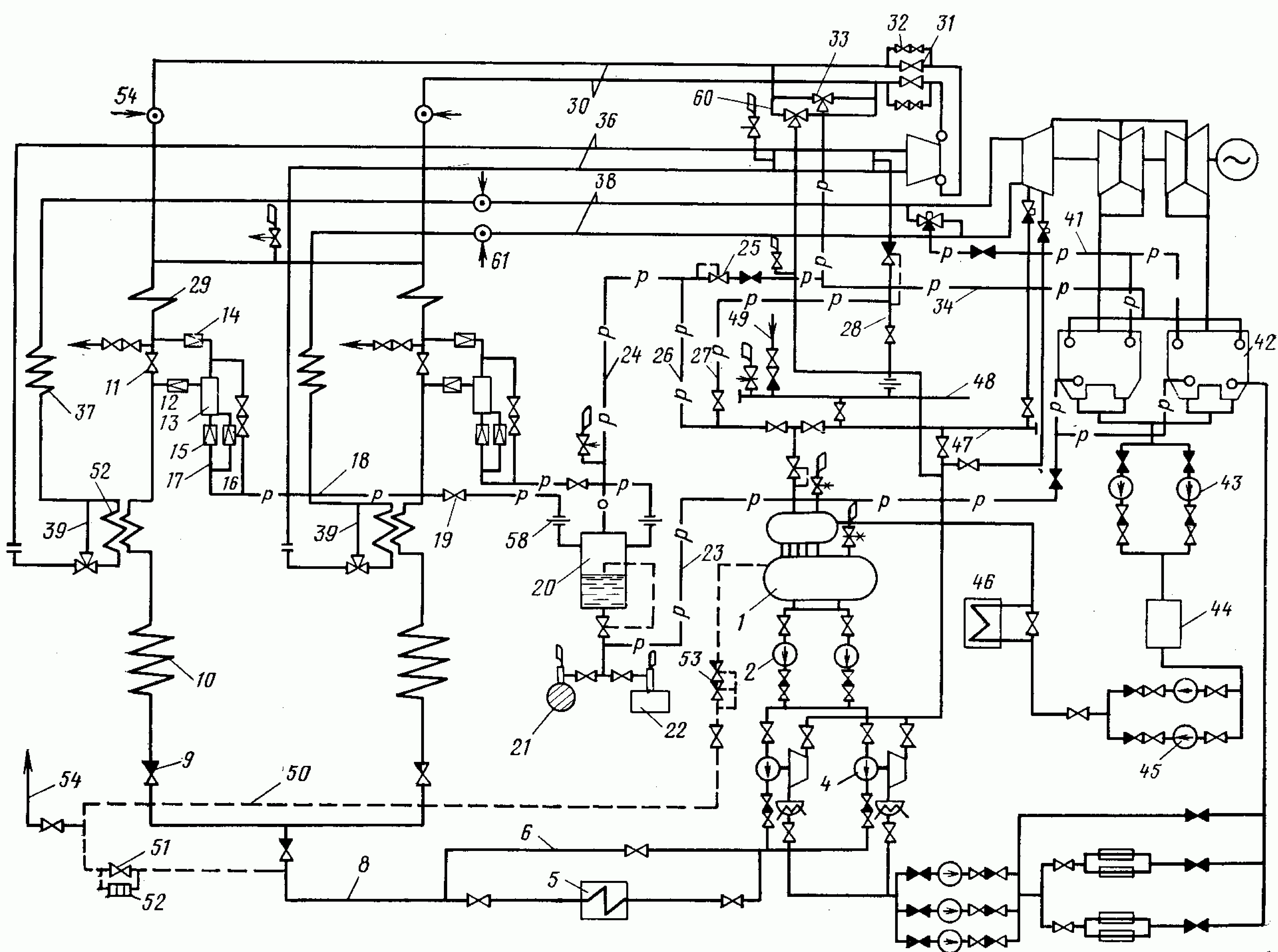


Рис. 23-10. Пусковая схема моноблока 500 МВт.

60 — БРОУ ТПН; *61* — пусковой впрыск. Остальные обозначения те же, что и на рис. 23-9,*а* и *б*.

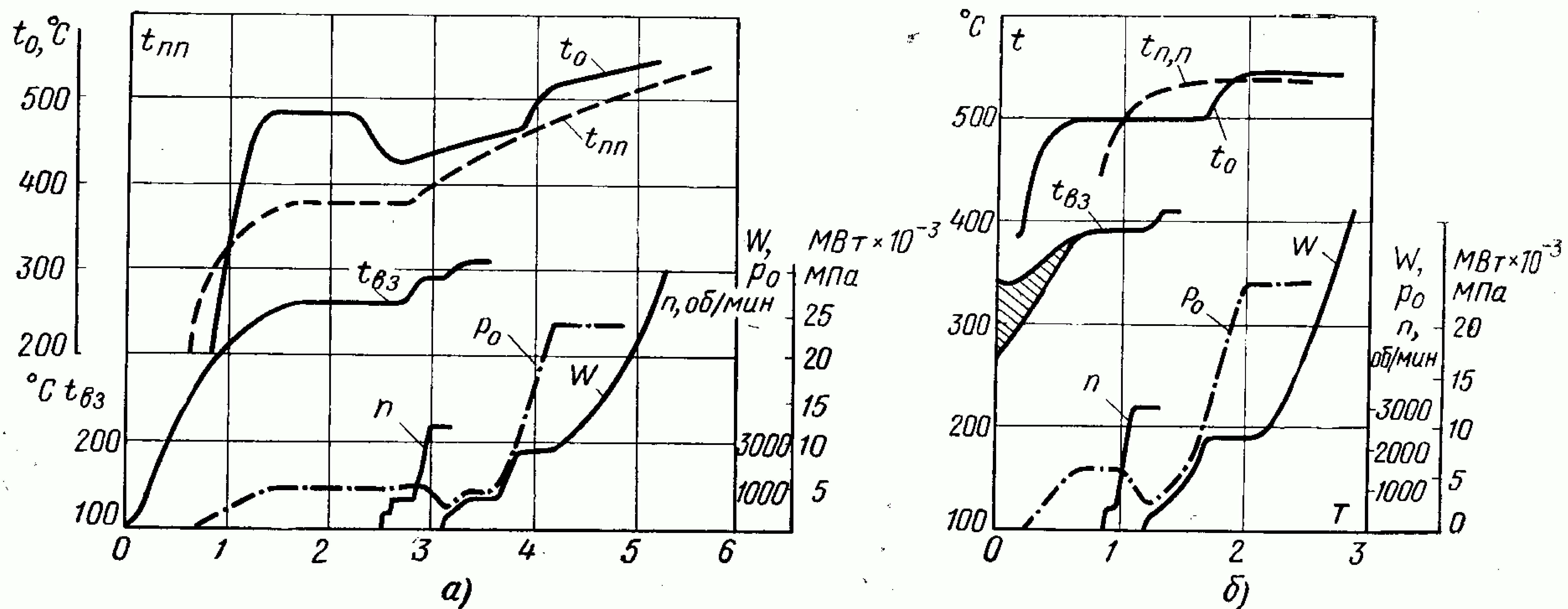


Рис. 23-11. Графики пуска дубль-блока 300 МВт.

а — простой 30—40 ч; *б* — простой около 10 ч.

Таблица 23-4

Показатели	Режим пуска				
	I	II	III	IV	V
Исходная температура корпуса турбины в зоне паровпуска, °C:					
ЦВД	⩽150	310	400	⩾420	—
ЦСД	⩽100	240	380	⩾440	—
Ориентировочная продолжительность простоя энергоблока, ч	—	45—60	16—24	⩽10	⩽0,5
Продолжительность пуска от розжига горелок до толчка ротора турбины, ч-мин	2.00	2.30	2.30	0.50	0.20
Параметры пара за парогенератором перед толчком ротора турбины:					
$p_{пг}$, МПа	3,0	4,0	5,0	6,0	16—18
$t_{пг}$, °C	300	390	450	500	545
$t_{пп}$, °C	300	340	440	—	—
Продолжительность повышения числа оборотов ротора турбины, ч-мин	1.55	0.35	0.35	0.20	0.08
Продолжительность нагружения до 35—40 МВт, ч-мин	1.45	0.20	0.15	0.15	0.03
Температура пара по окончании выдержки нагрузки 35—40 МВт, °C:					
$t_{пг}$	375	405	470	500	545
$t_{пп}$	400	405	485	535	545
Продолжительность нагружения от 35 до 90 МВт, ч-мин	1.00	0.55	0.25	0.15	0.05
Температура пара перед началом повышения давления при нагрузке 90 МВт, °C:					
$t_{пг}$	400	420	480	500	545
$t_{пп}$	430	450	500	540	545
Продолжительность перехода на номинальное давление, ч-мин	0.30	0.30	0.20	0.20	0.05
Продолжительность нагружения, ч-мин:					
от 90 до 130 МВт	0.40	0.25	0.25	0.20	0.05
от 130 до 180 МВт	0.25	0.25	0.15	0.10	0.08
от 180 до 300 МВт	0.25	0.25	0.20	0.20	0.07
Температура пара к моменту окончания нагружения до 300 МВт, °C:					
$t_{пг}$	530	530	545	545	545
$t_{пп}$	525	525	530	545	545
Общая продолжительность нагружения блока, ч-мин	4.45	3.00	2.00	1.40	0.40
Общая продолжительность пуска энергоблока от розжига горелок до номинальной нагрузки, ч-мин	8.40	6.05	5.05	2.50	1.05

23-4. УПРАВЛЕНИЕ РАБОТОЙ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ВОПРОСЫ АВТОМАТИЗАЦИИ

Автоматизация управления энергоблоком с использованием управляющей вычислительной машины

Электронная вычислительная машина (ЭВМ) может принимать различную степень участия в общей *автоматизированной системе управления* работой электростанции или энергоблока.

Так, функции *информационной машины* ограничиваются централизованным контролем, сигнализацией и записью наиболее важных параметров. Управление работой оборудования и энергоблока в целом ведется обычными автономными регуляторами или дистанционно оператором с блочного щита (рис. 23-12,*а*).

Следующей ступенью расширения функций ЭВМ является использование ее в качестве «советчика» оператора. В этом случае ЭВМ выдает оператору энергетические (технико-экономические) показатели текущей работы оборудования для корректировки и улучшения процесса управления (рис. 23-12,*б*).

ЭВМ могут быть поручены на последующей ступени также непосредственные функции оптимизации работы оборудования (процесса горения, вакуума в турбоустановке и др.), для чего должен быть расширен объем вычислительной части ЭВМ. Одновременно ЭВМ могут быть приданы функции управления работой оборудования (энергоблока), в первую очередь в переменных нестационарных режимах (пуск и остановка энергоблока, быстрый набор или снятие нагрузки). Общая система автоматического управления сохраняется обычной, ЭВМ включается в эту систему как надстройка — по иерархическому (каскадному) принципу. Отключение ЭВМ не останавливает работы оборудования, однако его показатели могут отклоняться при этом от оптимальных (рис. 23-12,*в*).

Возможна и дальнейшая ступень использования ЭВМ как органического элемента автоматизированной системы управления (АСУ), осуществляющего «прямое» непосредственное управление работой оборудования и энергоблока в целом в стационарных и нестационарных режимах, а также контроль, сигнализацию, оптимизацию режима и т. д. (рис. 23-12,*г*). Выход из работы такой ЭВМ (УВМ) может приводить к остановке энергоблока.

Развитие автоматизированных систем управления энергоблоков электростанций можно представить в виде последовательного пе-

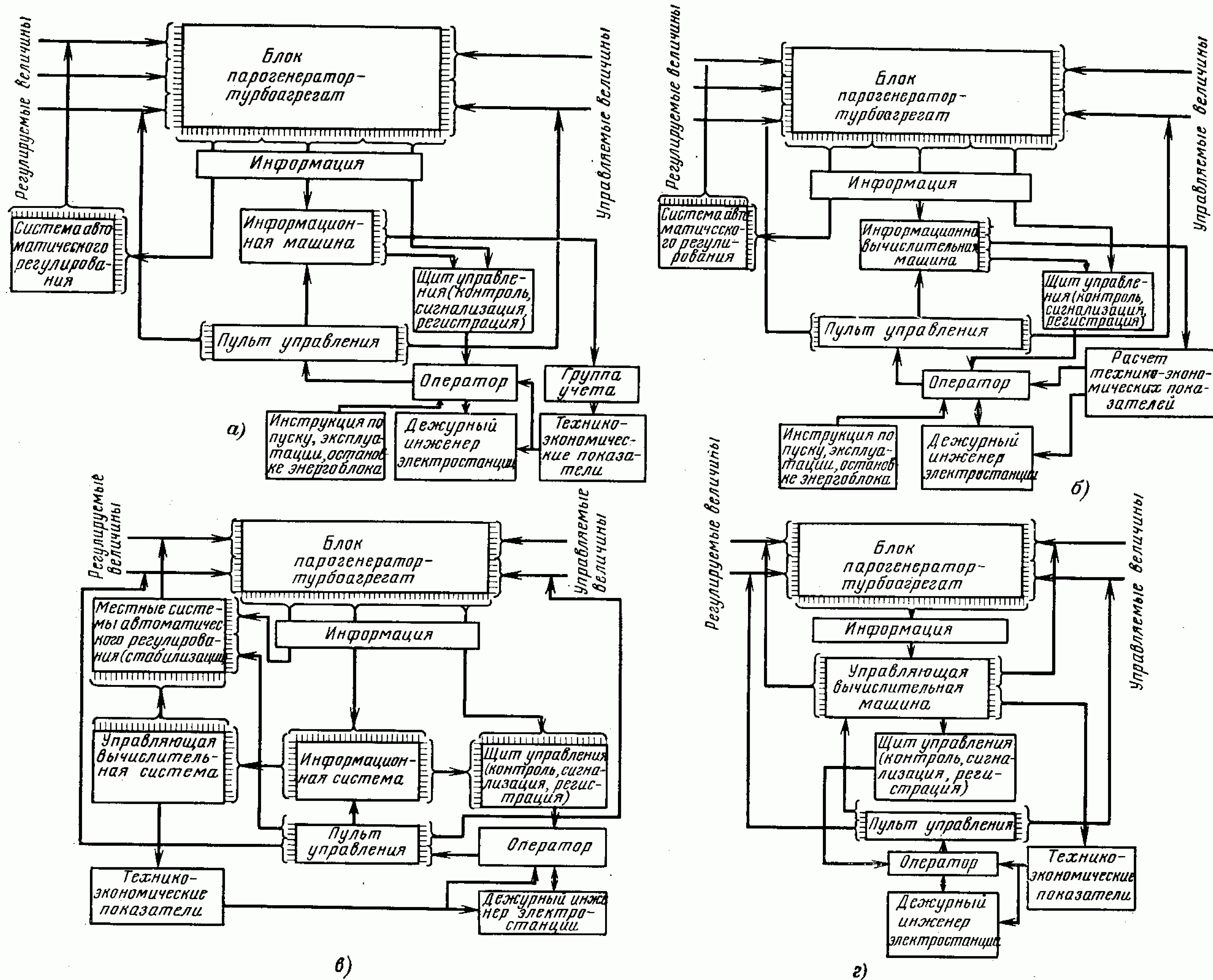


Рис. 23-12. Системы управления энергоблоком с использованием ЭВМ.

а — с информационной ЭВМ; *б* — с информационно-вычислительной ЭВМ («советчик» оператора); *в* — с оптимизирующей машиной («каскадное управление»); *г* — с управляющей УВМ («прямое управление»).

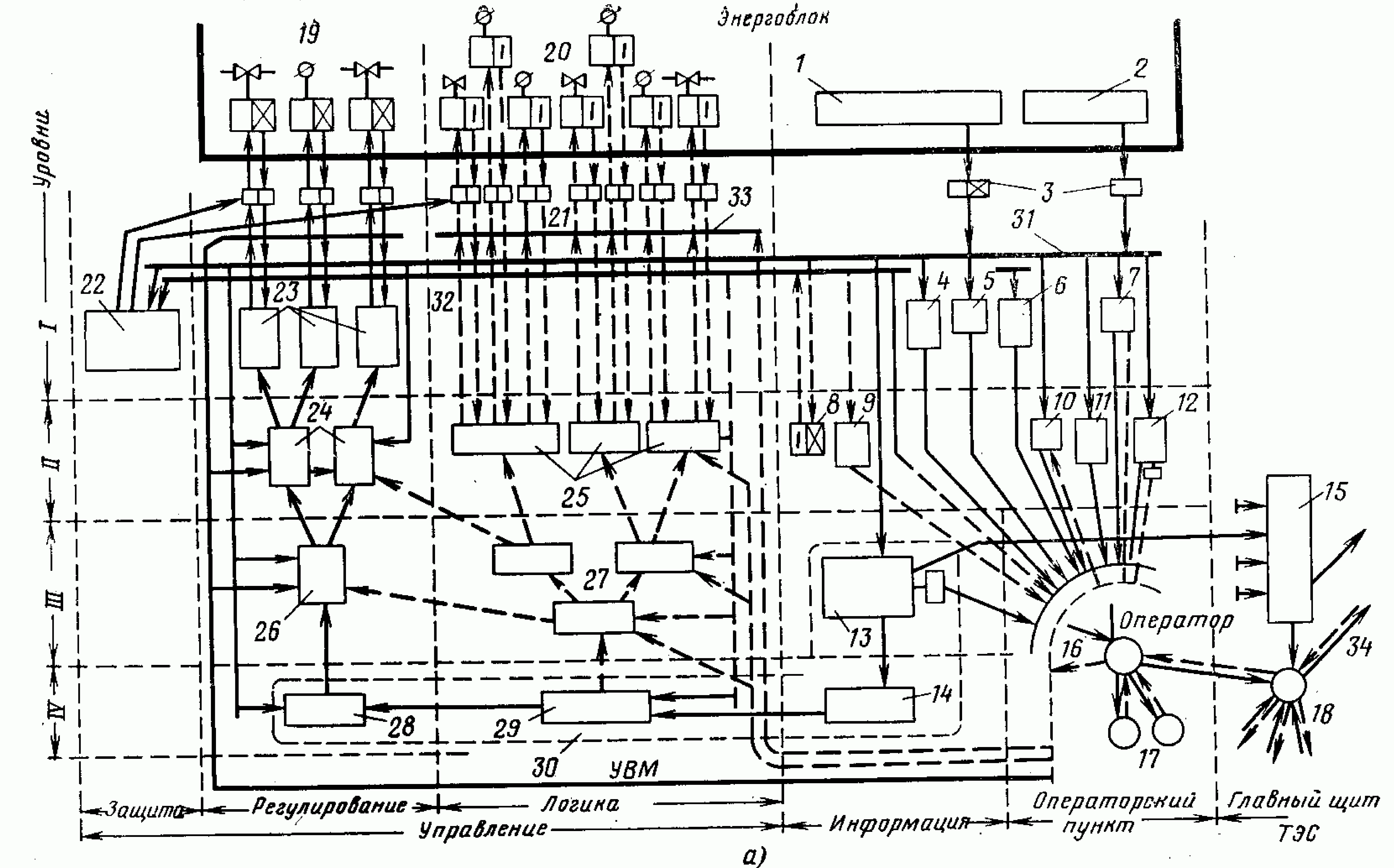
рехода от первоначального к более совершенным уровням, характеризующимся расширением функций ЭВМ и соответственно разгрузкой оперативного персонала (рис. 23-13).

На первоначальном (первом) уровне I оборудование оснащается средствами контроля, дистанционного управления, автоматического регулирования и защиты, требующими для управления энергоблоком двух-трех операторов и нескольких обходчиков. На долю персонала приходится значительный объем операций.

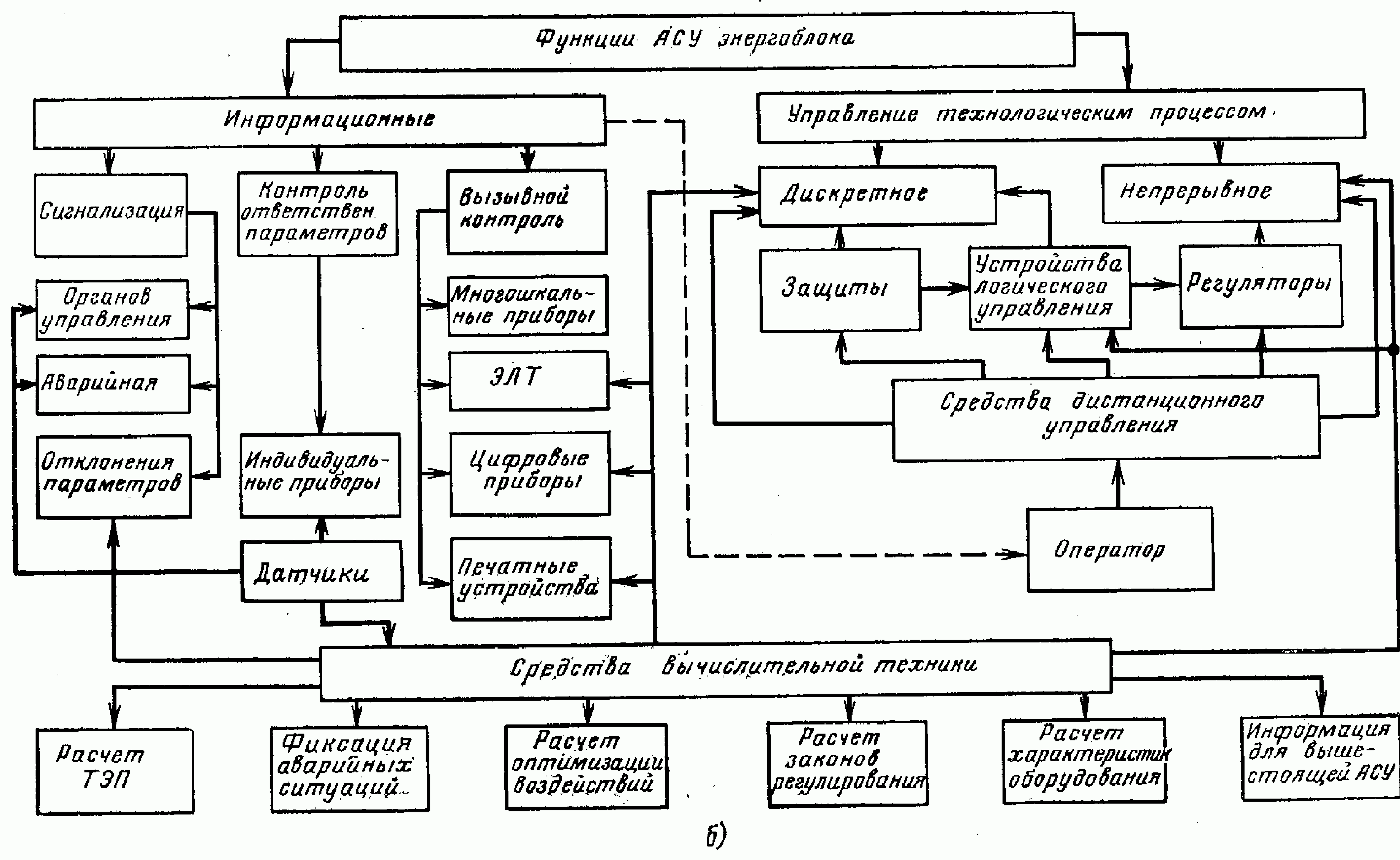
На уровне II объем автоматизации расширяется настолько, что энергоблоком во всех режимах может управлять один оператор и обходчик. Для этого шире применяют средства вызывного контроля, автоматизируют пуск оборудования, проводят регистрацию последовательности различных операций и «событий».

На уровне III должна предусматриваться автоматическая обработка информации, включая расчет энергетических (технико-экономических) показателей энергоблока; полученные результаты используются для ведения технологических процессов (распределение нагрузок между энергоблоками и др.), при составлении отчетности, а также передаются районному энергоуправлению. По возможности полно автоматизируются операции, связанные с переменными режимами работы оборудования: пуском и остановкой его, быстрым набором и снятием нагрузки, в процессе регулирования частоты в энергосистеме и др.

Наиболее совершенный уровень IV характеризуется комплексной автоматизацией и



а)



б)

Рис. 23-13. Схема автоматизированных систем управления тепловыми процессами (АСУ ТП) энергоблока.

а — уровни (этапы) развития АСУ ТП: *1* — основные источники информации; *2* — вспомогательные источники информации; *3* — датчики нормированного сигнала; *4* — регистрация ответственных параметров; *5* — визуальный контроль ответственных параметров; *6* — технологическая сигнализация; *7* — ручной контроль по вызову; *8* — аналого-дискретное преобразование; *9* — регистрация событий; *10* — контроль по вызову; *11* — сигнализация отклонений параметров; *12* — массовый контроль вспомогательных параметров; *13* — вычисление технико-экономических показателей и печать; *14* — прочие вычислительные операции; *15* — информационно-вычислительный центр ГРЭС; *16* — оператор; *17* — вспомогательный персонал; *18* — дежурный инженер ТЭС; *19* — регулирующие органы; *20* — дискретные исполнительные органы; *21* — устройство управления; *22* — защита; *23* — регулирование; *24* — пусковое регулирование; *25* — групповое управление; *26* — корректирующее регулирование; *27* — логическое управление; *28* — специальное (экстремальное и прочее) регулирование; *29* — централизованное логическое управление; *30* — управляющая вычислительная машина; *31* — непрерывный унифицированный сигнал; *32* — дискретный сигнал; *33* — дистанционное управление; *34* — информация в районное управление; *б* — структурная схема автоматизированной системы управления (АСУ «Комплекс—АСВТ»).

применением УВМ, что обеспечивает под общим руководством и контролем оператора оптимизацию нормальных и нестационарных режимов работы, анализ результатов эксплуатации, ее планирование.

Достижение соответствующего прогресса и переход с одного уровня на следующий, более высокий, требуют совершенствования конструкций оборудования и технологических схем в соответствии с применяемыми системами автоматизированного управления энергооборудованием. Роль централизованного управления и УВМ при этом непрестанно возрастает.

Использование ЭВМ в качестве информационных и управляющих машин (УВМ) дает, по имеющимся данным, следующие преимущества: экономию топлива около 0,5—1,0% благодаря более точному ведению технологического процесса; повышение готовности и надежности работы оборудования и энергоблока (примерно до 0,5%) в связи с ускорением нахождения мест неисправности, сокращением времени и повышением надежности операций пуска и др.; уменьшение в связи с этим требуемого резерва мощности.

АСУ с использованием системы «Комплекс — АСВТ» для энергоблоков

Автоматизация работы мощных энергоблоков осуществляется в СССР с применением автоматизированной системы управления (АСУ) «Комплекс — АСВТ».

Система «Комплекс — АСВТ» выполняется на конструктивно-элементной базе агрегатной системы средств вычислительной техники и предназначается для всережимной АСУ мощных энергоблоков 300, 500, 800 и 1200 МВт.

Основным элементом АСУ «Комплекс — АСВТ» является ИВС, состоящая из двух подсистем — информационной (ИП) и вычислительной (ВП).

Подсистема ИП является автономной и выполняет функции контроля, сигнализации и регистрации, а также подготовки информации для ВП. В ИП находится центральное устройство сбора и обработки данных, получающее 1500—2000 аналоговых входных сигналов и до 1000 дискретных. Цикличность опроса для большинства датчиков каждого вида составляет 1 с, 15% датчиков каждого вида опрашивается через 0,2 с.

Входные сигналы, поступающие в ИП, преобразуются в цифровой код, линеаризуются, масштабируются и передаются в ВП.

Центральным устройством сбора и обработки данных выполняются следующие задачи: контроль по вызову технологических параметров; выработка релейного импульса на сигнализацию; формирование и выдача на объект команд управления; передача информации о текущих значениях входных параметров и состоянии исполнительных механизмов в оперативную память ВП.

Информационная подсистема (ИП) ИВС «Комплекс — АСВТ», имеющая среднее время наработки на отказ не менее 5000 ч, была впервые внедрена в опытно-промышленную эксплуатацию на одновальном блоке 800 МВт Славянской ГРЭС одновременно с пуском блока.

Информационные функции АСУ

Контроль технологических и вычисленных параметров, реализуемый ИП

Параметры, используемые для оперативного управления работой оборудования, контролируют по вызову на многошкальные приборы или на ЭЛТ (электронно-лучевые трубки); контроль расчетных величин, а также ответственных параметров осуществляется на ЭЛТ, а также по вызову на цифровых приборах.

Оператор производит контроль по вызову на цифровые приборы интересующего параметра, подключенного ко входу ИВС, или расчетной величины. Вызов параметров на цифровые приборы осуществляется с наборного адресного поля по адресам величин, обозначенным на мнемосхеме или адресно-справочном устройстве.

Контроль технологических параметров, выполняемый на серийных аналоговых средствах

Параметры, значительно влияющие на управление процессом, контролируются постоянно подключенными вторичными приборами на оперативных панелях блочного щита управления (БЩУ). Менее ответственные параметры, не участвующие в оперативном управлении оборудованием и в расчете технико-экономических показателей, контролируются вторичными приборами, расположенными вне БЩУ.

Регистрация

Наиболее ответственные для управления оборудованием параметры помимо контроля регистрируются постоянно подключенными самопишущими приборами. В ИП предусматривается два вида регистрации: программная печать и по вызову.

По программам, заложенным в ИВС, печатаются алфавитно-цифровые тексты, содер-

жащие результаты расчета ТЭП для разных периодов, данные по аварийным состояниям, адреса неисправных каналов информации и другие обрабатываемые величины.

По вызову оператор может производить одновременную печать до 20 величин из подключенных ко входу ИВС или из 200 расчетных величин.

Сигнализация

ИП осуществляет сигнализацию подсветкой мнемознаков или специальных световых табло (при одновременной подаче звукового сигнала): отклонений технологических параметров от нормы; состояния органов управления; аварийного состояния. Предусматривается сигнализация особо важных параметров помимо ИВС от индивидуальных приборов контроля. Автономная аппаратура сигнализирует также о срабатывании защит, потере напряжения питания, аварийном переключении оборудования.

Вычислительные функции АСУ

Вычислительная подсистема (ВП) является универсальной вычислительной цифровой машиной — процессором. Вычислительная подсистема выполнена на основе вычислительного комплекса М-6000. Эта система реализуется в двухпроцессорном варианте структуры. Производительность процессора — до 20 тыс. коротких операций в секунду. Объем всей памяти (постоянные и оперативные запоминающие устройства) — до 65 тыс. слов. Вычислительная подсистема имеет среднее время наработки на отказ не менее 1000 ч. ВП снабжается программами внутреннего и внешнего математического обеспечения, записанными в ее памяти.

Программы внутреннего математического обеспечения осуществляют правильную работу всех устройств ВП и поставляются вместе с ней. Программы внешнего математического обеспечения базируются на использовании типовых технологических алгоритмов контроля и управления работой энергоблока.

1. *Расчет технико-экономических показателей (ТЭП)* является для оператора блока отчетной информацией об экономичности ведения технологического процесса. Результаты расчета ТЭП используются для оперативного управления работой энергоблока, для анализа состояния оборудования и составления отчетности о работе оборудования. Величины ТЭП, подлежащие расчету в ВП, можно подразделить на оперативные, сменные и суточные. Оперативные ТЭП, используемые оператором для оперативного управления технологическим режимом энергоблока, усредняются за минимальный период времени около 15 мин. Величина минимального периода расчета зависит от динамических свойств объекта управления и характера возмущающих воздействий.

Для отчетности за данную смену ТЭП вычисляются за период времени 8 ч. Для отчетности ТЭС перед районным энергетическим управлением (РЭУ) за месяц обрабатываются суточные ТЭП.

Повышение точности машинного расчета ТЭП энергоблока зависит в значительной мере от правильного учета не измеряемой датчиками информации, вводимой в настоящее время в ИВС в виде постоянных или сменных констант, и приближенных зависимостей (учет тепловых и электрических собственных нужд блока и т. д.).

Программа расчета технико-экономических показателей и анализа работы оборудования по данным топливоиспользования должны включать термодинамические уравнения состояния воды и водяного пара, предназначенные для цифровых вычислительных машин, в условиях их работы на непрерывно действующем оборудовании ТЭС. Термодинамические уравнения состояния для этих задач выбирают из условия наименьшей погрешности по отношению к эталонным значениям в конкретных зонах работы оборудования при минимальной затрате машинной памяти и обеспечении требуемого быстродействия расчета.

Полученные ТЭП отдельных энергоблоков служат основой для расчета ТЭП всей ТЭС.

Повышение мощности энергоблока требует увеличения количества параметров, участвующих в расчете ТЭП: так, для энергоблока 300 МВт участвует до 100, а для энергоблока 800 МВт — до 250 технологических параметров.

Результаты расчета ТЭП печатаются; оператор блока может ознакомиться с величинами отдельных ТЭП по цифровым приборам, графическим регистраторам или на экране ЭЛТ.

Ввиду периодической повторяемости программы расчета ТЭП хранятся постоянно в запоминающем устройстве процессора.

Технико-экономические показатели рассчитывают для следующего оборудования и энергоблока в целом: парогенератора, включая газовоздушный и пароводяной тракты; турбоагрегата, включая ЦВД, конденсатор, циркуляционную систему; турбопитательной установки; энергоблока в целом. При этом вычисляются к. п. д. агрегатов и энергоблока, выработка и отпуск электроэнергии с учетом

собственного расхода, удельный расход топлива. При расчете ТЭП учитываются топливные, тепловые и электрические потери, связанные с пусками энергоблоков; составляется месячный баланс потерь конденсата.

Для анализа топливоиспользования (перерасхода или экономии топлива), по которому можно судить о состоянии и эксплуатации оборудования, вычисляют фактические и нормативные показатели, относимые к отдельным частям и энергоблоку в целом.

Эффективность использования результатов расчета ТЭП существенно зависит от автоматического выполнения: контроля достоверности входной информации и результатов расчета; анализа вычисляемых показателей; перенастройки схемы расчета в зависимости от работающего оборудования, а также от автоматической замены неправильных данных.

Автоматическая оптимизация работы оборудования и энергоблоков (расчет и реализация оптимизирующих воздействий)

Оптимизация распределения активных нагрузок между энергоблоками осуществляется на основе характеристик относительных приростов расходов топлива и используется дежурным инженером станции для управления работой всей ТЭС. Характеристики относительных приростов (ХОП) вычисляются по расходным характеристикам энергоблока и корректируются по данным расчета ТЭП.

Оптимизация процесса горения для парогенераторов, работающих на газомазутном топливе, производится воздействием на расход воздуха с возможным повышением к. п. д. на величину до 0,7%. Оптимизация процесса горения для пылеугольных парогенераторов усложняется из-за трудности измерения расхода твердого топлива.

При условии разработки датчиков механического q_4 и химического q_3 недожога вычисление к. п. д. по обратному балансу, оптимизация процесса горения и повышение к. п. д. пылеугольных парогенераторов также станут возможны.

Оптимизация вакуума в конденсаторе должна осуществляться изменением подачи циркуляционными насосами с целью достижения максимума разности между выработкой электроэнергии и расходом ее на циркуляционные насосы; эта оптимизация пока не осуществляется главным образом из-за отсутствия регулирования работы циркуляционных насосов.

Оптимизация давления пара перед турбиной может применяться при сниженных нагрузках воздействием на регулятор давления пара и регулирующие клапаны турбины по максимуму внутреннего относительного к. п. д. η_{oi} ЦВД турбины и минимуму расхода энергии на питательные насосы.

АСУ выполняет также следующие функции:

1) *регистрацию событий в предаварийный и аварийный периоды времени* (используется для анализа причин возникновения аварий и действия защит в этот период времени). При возникновении аварии включается защита от аварийного останова энергоблока или основных агрегатов. Сработавшая защита вводит в действие программу регистрации значений технологических параметров, а также положений регулирующих и двухпозиционных органов управления за интервалы времени до и после аварийного момента;

2) *автоматическое регулирование технологических процессов основных агрегатов и энергоблоков в нормальном и пусковых режимах.* Возможны два варианта регулирования с использованием ИВС. В первом варианте основные функции регулирования выполняют аналоговые электронные регуляторы. При этом вычислительная подсистема может корректировать настройки автономных регуляторов. Во втором варианте ВП осуществляет непосредственное воздействие на исполнительные механизмы и регулирующие органы (минуя воздействие через аналоговые регуляторы). Непосредственное цифровое регулирование осуществляет ВП воздействием на часть контуров автоматического регулирования при пуске и оптимизации в нормальном режиме, а также в качестве резерва аналоговых регуляторов;

3) реализацию логических программ *автоматического пуска и останова энергоблока;*

4) *дистанционное управление* задвижками, приводными двигателями и регулирующими органами основного и вспомогательного оборудования энергоблоков;

5) *связь с общестанционной УВМ;*

6) *планирование ремонта оборудования ТЭС.*

Структура АСУ

Для выполнения указанных выше функций структура АСУ включает следующие технические средства (рис. 23-13,*б*):

1) средства *связи оператора с объектом управления* и отображения информации: блочный щит оперативного управления с мнемосхемой; пульт управления с ключами и другими устройствами дистанционного управления;

2) средства *контроля технологических параметров:* индивидуальные приборы; цифровые индикаторы; ЭЛТ (электронно-лучевые трубки) для цифро-буквенной и графической регистрации;

3) средства *сигнализации;*

4) *датчики* непрерывной и дискретной *информации* и каналы связи для ввода информации в АСУ;

5) средства *дистанционного управления:* избирательная система управления по вызову; серийные ключи, переключатели, контакторы;

6) *автономные системы автоматического регулирования,* использующие аналоговые электронные регуляторы;

7) *исполнительные механизмы;*

8) средства *логического управления* (логические автоматы и блокировки);

9) *автономные системы защит,* отключающие или разгружающие оборудование блока;

10) *ИВС — информационно-вычислительную систему;*

11) *местные системы контроля и управления* для неоперативного ведения технологического режима.

Все перечисленные средства автоматизации выполняются на основе серийной отечественной аппаратуры.

АСУ обладает возможностью поэтапного ввода в эксплуатацию и расширения функций системы.

В настоящее время на новых мощных энергоблоках ТЭС внедряются два варианта ИВС «Комплекс — АСВТ». Для блоков 800 и 1200 МВт ИВС включает одну ИП и одну ВП. Для четырех блоков по 300 МВт или двух блоков по 500 МВт ИВС состоит из двух ИП и одной ВП. Для управления энергоблоками мощностью 300—1200 МВт в 1974—1980 гг. в СССР планируется внедрение более 50 АСУ «Комплекс — АСВТ».

Внедрение рассмотренных АСУ на энергоблоках должно привести к оптимальному управлению режимами, сокращению ремонтных работ, повышению культуры эксплуатации, что обусловит повышение надежности и экономичности работы оборудования и электростанций.

Пункты управления работой электростанции

Электростанции с блочной структурой имеют следующие *основные пункты управления:* центральный щит управления (ЦЩУ); блочные щиты управления (*БЩУ*); щиты управления (*ЩУ*) вспомогательных устройств (топливоподачи, химводоочистки и др.) и общестанционных установок (компрессорной, электролизерной и др.).

С центрального щита управления, в помещении которого находится дежурный инженер электростанции, осуществляется связь с энергосистемой, с БЩУ и ЩУ, а также управление электрическим оборудованием и общестанционным оборудованием. На ЦЩУ передаются информация о работе энергоблоков и сигнализация о неисправности оборудования.

На электростанциях мощностью 2400 МВт и более в помещении ЦЩУ (или отдельном) устраивают общестанционный информационно-вычислительный пункт для сбора, обработки и передачи в управление энергосистемой технико-экономических показателей по электростанции в целом и отдельным ее энергоблокам. ЦЩУ размещают в отдельном здании (близ ОРУ), в пристройке к главному корпусу или в пределах его (например, в постоянном торце деаэраторного отделения).

С блочного щита операторами ведется управление работой парогенератора, турбины, вспомогательных установок в периоды нормальной эксплуатации, плановых пусков и остановок энергоблока, аварийных ситуаций.

Блочные щиты управления работой двух соседних энергоблоков располагают в главном корпусе на уровне основного обслуживания, по два щита в общем помещении между этими энергоблоками. Щит управления каждым наиболее крупным энергоблоком (800 МВт и выше) располагают в отдельном помещении. Приборы и аппаратура пультов и оперативных панелей БЩУ обеспечивают контроль важнейших показателей и выполнение основных операций управления.

На рис. 23-14 показана компоновка (план размещения щитов) блочного щита (БЩУ) энергоблока 800 МВт.

На электростанциях *неблочной структуры* (КЭС и ТЭЦ) центральный щит управления называют главным щитом управления (ГЩУ), вместо блочных применяют групповые щиты управления (ГрЩУ), обычно по одному щиту на 4 агрегата. Групповой щит управления парогенераторами и групповой щит управления турбинами располагают в общем помещении, по возможности центрально к обслуживаемым агрегатам. В этом же помещении находятся обычно щиты управления питательными насосами, деаэраторами и РОУ.

Групповые и блочные щиты управления делятся на оперативную и неоперативную части.

Каждая электронная цифровая вычислительная машина (ЭВМ) информационно-вычислительной системы (ИВС) крупной электростанции с блочной структурой может обслуживать от одного до четырех энергоблоков мощностью 300 МВт и более. ИВС осущест-

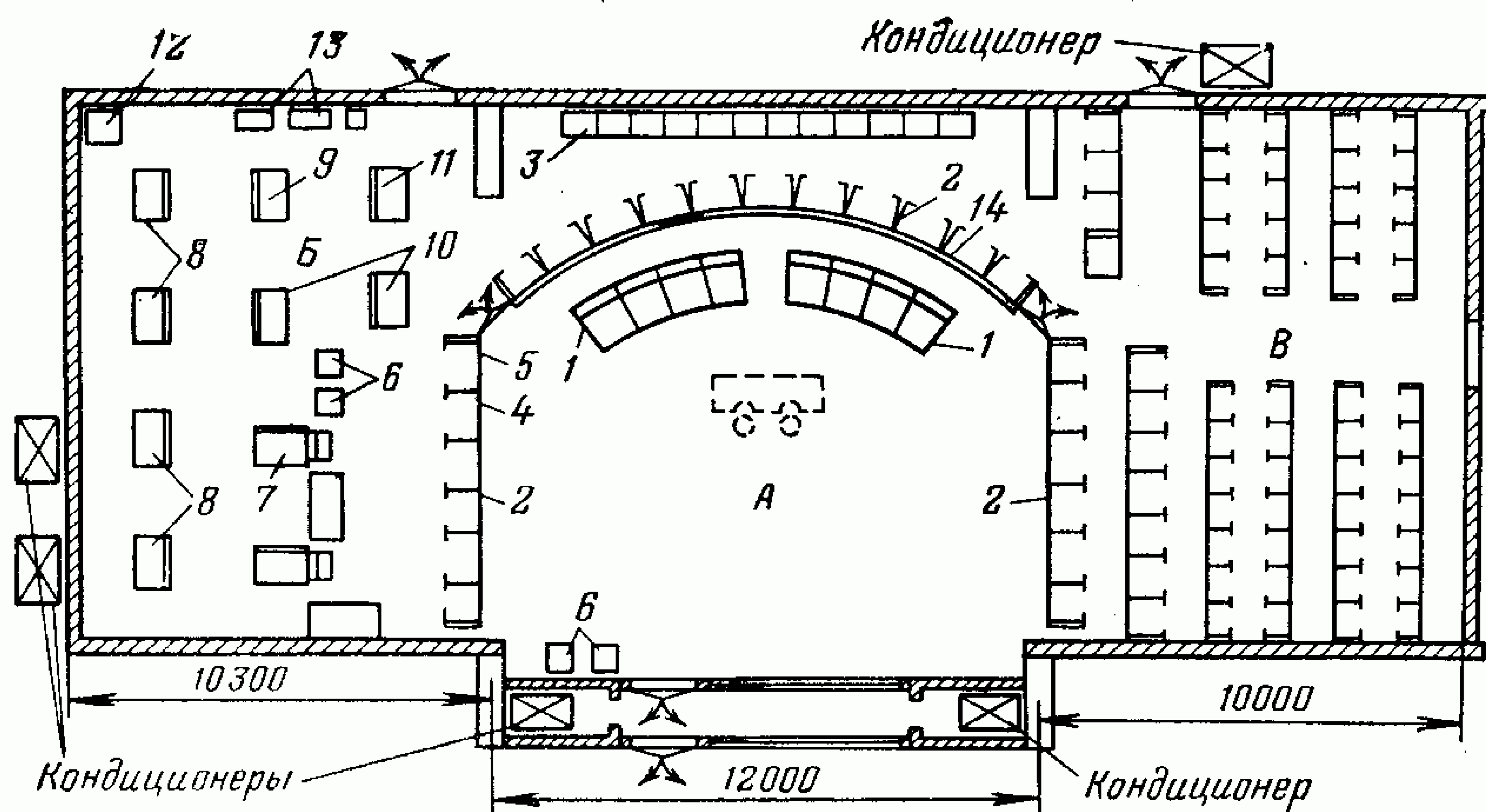


Рис. 23-14. Компоновка помещения блочного щита управления энергоблоком 800 МВт.

А — оперативное помещение; *Б* — помещение УВМ; *В* — помещение панелей защиты и электронных регуляторов; *1* — пульты оперативного управления; *2* — панели оперативного управления; *3* — блок логического устройства процесса растопки (БУПР); *4* — табло «советчика»; *5* — выносной пульт УВМ; *6* — машинки цифровой печати; *7* — центральный вычислитель; *8* — устройство связи с объектами; *9* — устройства ввода и кодирования; *10* — запоминающие устройства; *11* — устройства сигнализации; *12* — шкаф питания; *13* — оборудование оперативной связи; *14* — мнемосхема оборудования энергоблока.

вляет вычисление и выдачу текущих и отчетных технических и экономических показателей, контроль по вызову и сигнализацию отклонений параметров.

Дистанционное управление оборудованием энергоблоков 300 МВт и более выполняют по возможности групповым.

Помещения ЦЩУ (ГЩУ) и БЩУ (ГрЩУ) выполняют со звуковой изоляцией, кондиционированием воздуха, гидроизоляцией перекрытий и снабжают двумя выходами.

Пример автоматизации управления пуском энергоблока

Энергоблок 200 МВт в рассматриваемом примере имеет прямоточный однокорпусный парогенератор, работающий на подмосковном угле, с молотковыми мельницами; растопочное топливо — мазут. Автоматизация пуска этого энергоблока — одна из основных функций УВМ типа М-7, изготовленной заводом «Энергоприбор» по проекту ИНЭУМ. УВМ работает при нормальной эксплуатации энергоблока как информационная машина, выполняя функции контроля; она выполняет функции «советчика» оператора, давая сигналы о необходимости вмешательства оператора в управление; работает как управляющая машина в процессе пуска. Автоматизированная система управления построена по иерархическому принципу, имея УВМ в виде «надстройки» над комплексом автоматических регуляторов. Часть регуляторов автономна и не связана с УВМ. Включение и выключение вспомогательного оборудования и управление запорными органами в процессе пуска могут осуществляться оператором дистанционно с блочного щита (БЩУ).

Контроль параметров ведется преимущественно специальной системой сигнализации и контроля по вызову (СКВ), частично — с помощью УВМ; УВМ М-7 выполняет также расчет технико-экономических показателей энергоблока. Работа энергоблока возможна и при отключенной УВМ. Система автоматического управления энергоблоком создавалась ВТИ и Теплоэлектропроектом.

Подготовка оборудования к пуску и приведение энергоблока в предпусковое состояние, ряд вспомогательных операций (включение механизмов собственного расхода) проводятся персоналом. Перед началом пусковых операций УВМ проверяет соответствие теплового состояния оборудования виду пуска, задаваемому оператором.

При розжиге мазутных форсунок мазут к ним подводится по «тупиковой» схеме, без рециркуляции. До толчка турбины подача мазута регулируется по температуре газов в поворотной камере парогенератора. По достижении температуры перегретого пара — уровня, требуемого для пуска турбины, включаются регуляторы пусковых впрысков и БРОУ. Парогенератор нагружается в соответствии с программами регулирования температуры, расхода и давления пара, повышения его тепловой нагрузки, изменения расхода воздуха. УВМ изменяет тепловую нагрузку парогенератора, используя задатчики регуляторов расхода мазута или основного топлива (после перехода на прямоточный режим). Последовательность включения мазутных форсунок или мельниц выбирается УВМ с учетом минимальной развертки температур газов по сторонам парогенератора.

Температура свежего пара t_0, °С, перед толчком турбины определяется соотношением

$$t_н+70°C \leqslant t_0 = t_м+100°C \leqslant 565°C,$$

где $t_н$ — температура насыщения пара, соответствующая давлению перед толчком турбины при пуске ее из холодного состояния; $t_м$ — температура металла корпуса ЦВД в области регулирующей ступени.

По достижении этой температуры свежего пара ведется прогрев паропроводов промежуточного перегрева, а затем — перепускных труб цилиндров высокого и среднего давления (рис. 23-15). Управление разворотом турбины ведется в соответствии с одним из четырех видов пуска: из холодного состояния; после простоя в течение полутора — трех суток; из неостывшего состояния — после простоя менее полутора суток; из горячего состояния — после простоя менее 12 ч. Длительность разворота турбины изменяется при этом от 10 до 90 мин. Изменение нагрузки определяется значениями разности температур стенки корпуса ЦВД.

По достижении нагрузки 60 МВт парогенератор переводится на прямоточный режим; давление пара повышается до номинального, включается регулятор «до себя», турбина нагружается воздействием на регулятор питания парогенератора.

Подъем давления свежего пара после закрытия сбросов из сепараторов ведут изменением уставки регулятора БРОУ примерно около 1,0 МПа через каждую минуту. По достижении давления около 13,0 МПа перед ГПЗ или около 17,0 МПа перед растопочным сепаратором открывают встроенную задвижку.

Программа пуска энергоблока корректируется УВМ по тепловому состоянию турбины: относительному расширению роторов ЦВД и ЦСД и разности температур по ширине фланцев ЦВД и ЦСД и стопорных клапанов, по толщине стенки ЦВД. УВМ контролирует также «аварийные» показатели механического состояния турбины, а именно прогиб ротора ЦВД, вибрацию подшипников, температуру колодок упорного подшипника.

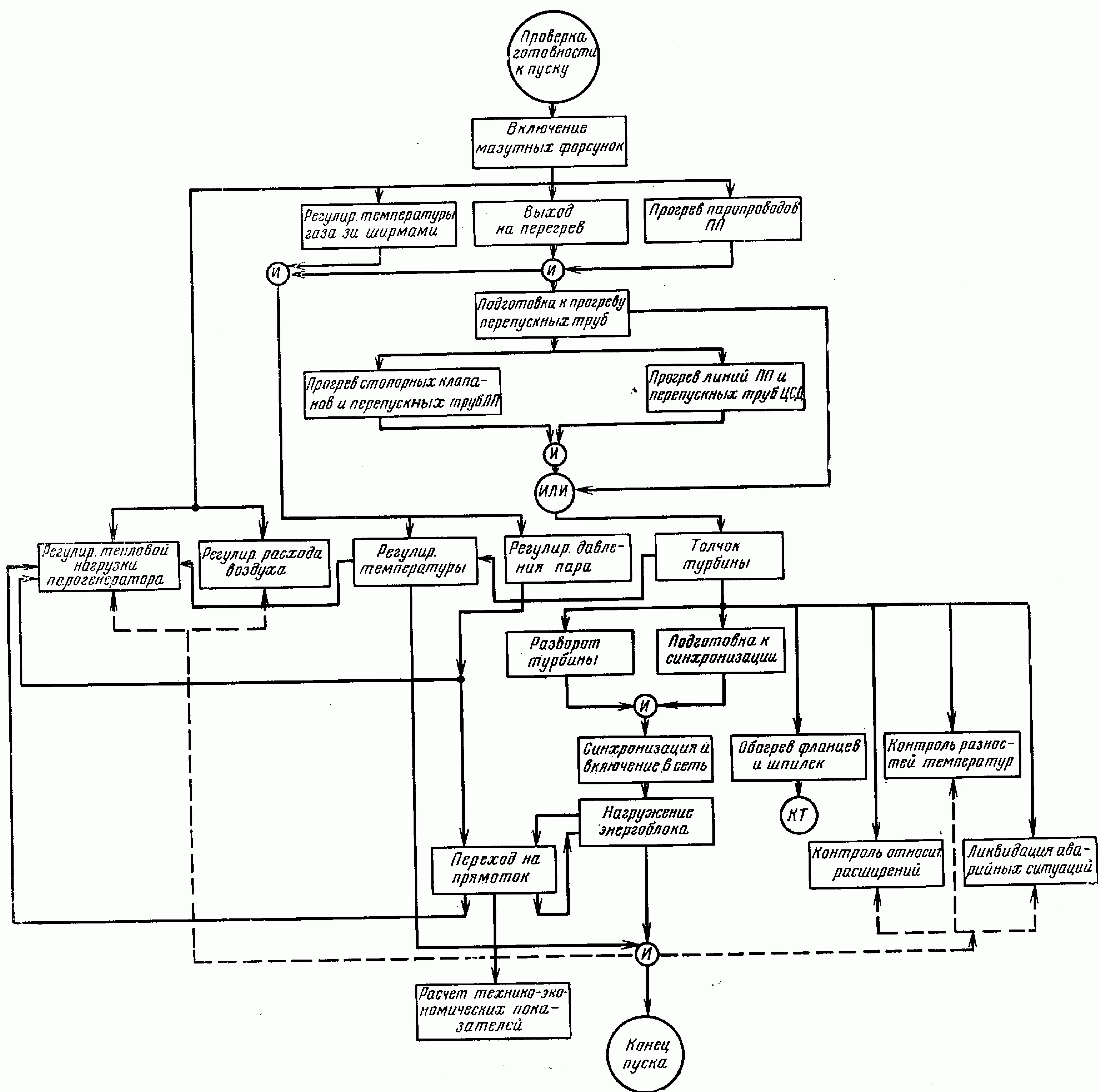


Рис. 23-15. Последовательность выполнения основных операций при пуске энергоблока 200 МВт из холодного состояния с применением УВМ.

ПП — промежуточный перегрев; *КТ* — контроль температур.

Пуск энергоблока с помощью УВМ считается завершенным по достижении заданных значений нагрузки и параметров.

Опыт эксплуатации энергоблока показал целесообразность использования УВМ в режиме автоматизированных пусков и достаточно высокую ее надежность — коэффициент ее использования достигает примерно 0,98.

23-5. РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ

Для поддержания оборудования в работоспособном состоянии с заложенными в нем техническими характеристиками, для обновления (реновации) его в соответствии с техническим прогрессом в данной области проводят периодический плановый ремонт оборудования.

Различают следующие виды ремонта оборудования электростанций: капитальный (КР), текущий (ТР), расширенный текущий (РТР).

Капитальный ремонт в зависимости от типа и освоенности оборудования проводят один раз в два, в три или в четыре года. При капи-

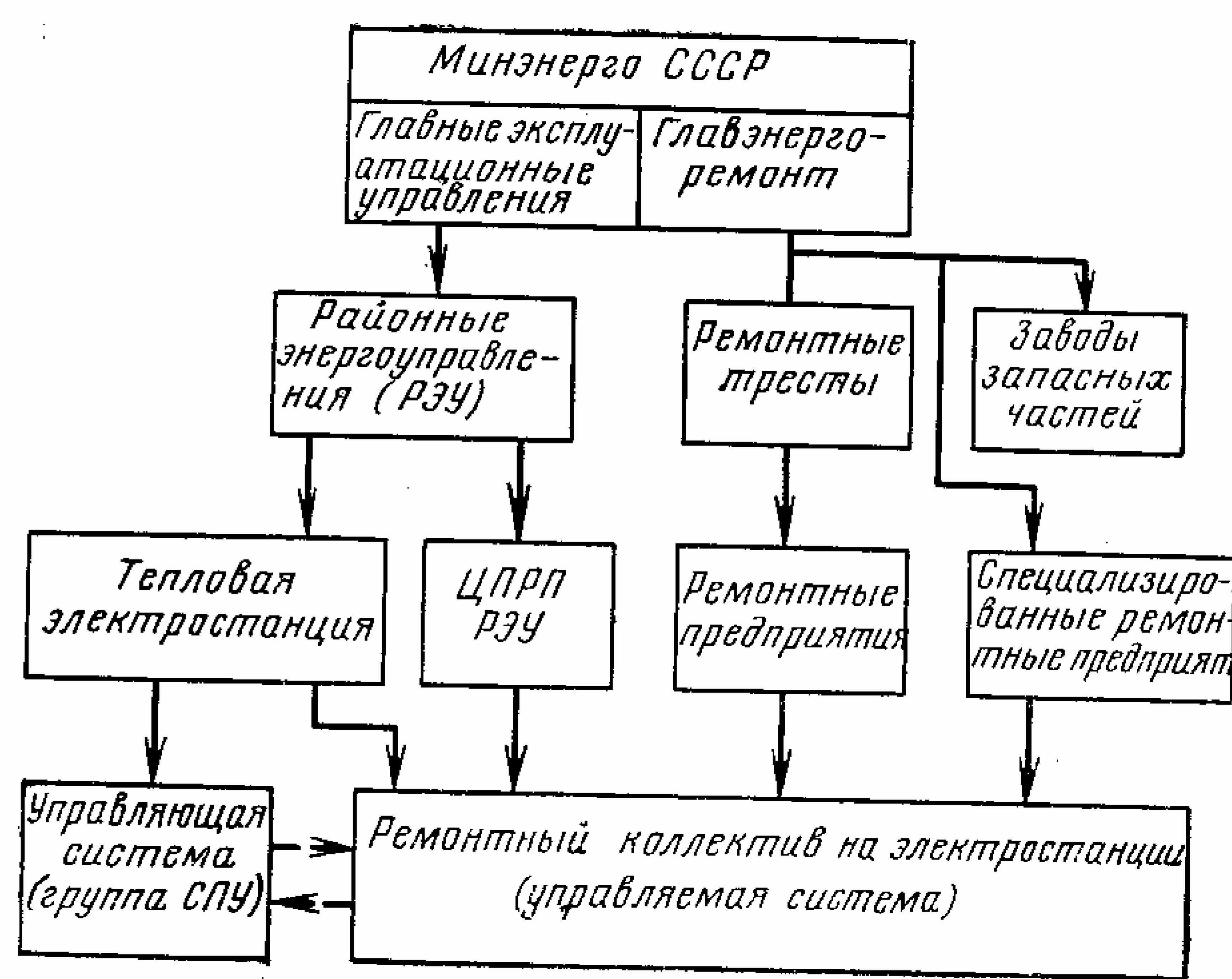


Рис. 23-16. Схема организации ремонта оборудования тепловых электростанций.

СПУ — сетевое планирование и управление организацией ремонта на ТЭС; ——— — административное подчинение; — — — оперативное управление ремонтом (прямая и обратная связи).

тальном ремонте проверяют состояние агрегата в целом и отдельных его деталей и в соответствии с планом или по необходимости заменяют отдельные крупные его узлы, обеспечивая надежную их работу и агрегата в целом до следующего такого ремонта. Испытания агрегата (проверку и уточнение его технических характеристик) проводят после капитальных ремонтов. Текущий ремонт служит для проверки (ревизии), обработки (обточки, шабрения) или замены отдельных наиболее изнашиваемых деталей агрегата. Он производится до двух раз в течение года.

Расширенный текущий ремонт проводится в годы, когда не планируется капитальный ремонт. Продолжительность расширенного текущего ремонта может составить до 40% времени капитального ремонта.

Капитальный ремонт турбоагрегата проводят через 12 месяцев работы после ввода в эксплуатацию и затем один раз в 3—4 года, текущий — по мере необходимости. Капитальный ремонт парогенератора проводится один раз в 2—3 года, текущий — два-три раза в год.

Капитальный ремонт питательного насоса проводится после 12 000—15 000 часов его работы, при необходимости — раньше. Теплофикационное оборудование ремонтируют летом, не реже одного раза в 2 года.

Для энергоблоков с давлением пара 14 МПа и выше установлен трехлетний промежуток времени между капитальными ремонтами. В соответствии с этим формула производства ремонтов различных видов за три года будет: КР—ТР—ТР—РТР—ТР—ТР.

Нормативная продолжительность (в сутках) различных видов ремонта, например энергоблока 200 МВт, составляет: капитального 40; текущего (суммарно) 21; расширенного текущего 16, а всего, следовательно, 61 или 37 суток в год. Указанная продолжительность несколько видоизменяется для парогенераторов в зависимости от рода топлива.

Указанные виды ремонта являются плановыми, предупредительными. К ним добавляется «аварийный» — восстановительный ремонт после аварии агрегата. Целесообразно совмещение «аварийного» ремонта с планово-предупредительным. Одна из важнейших задач конструирования, изготовления, монтажа и эксплуатации — сведение к минимуму продолжительности и объема аварийного ремонта.

Ремонт осуществляется персоналом электростанции или централизованно (районными или центральными ремонтными организациями). На рис. 23-16 показана схема организации ремонта оборудования ТЭС. В замене крупных деталей агрегата при капитальном ремонте или при реновации может участвовать и завод—изготовитель оборудования.

23-6. ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ СТРУКТУРА И ОРГАНИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЕЙ

Принципиальная схема производственной структуры электростанции показана на рис. 23-17.

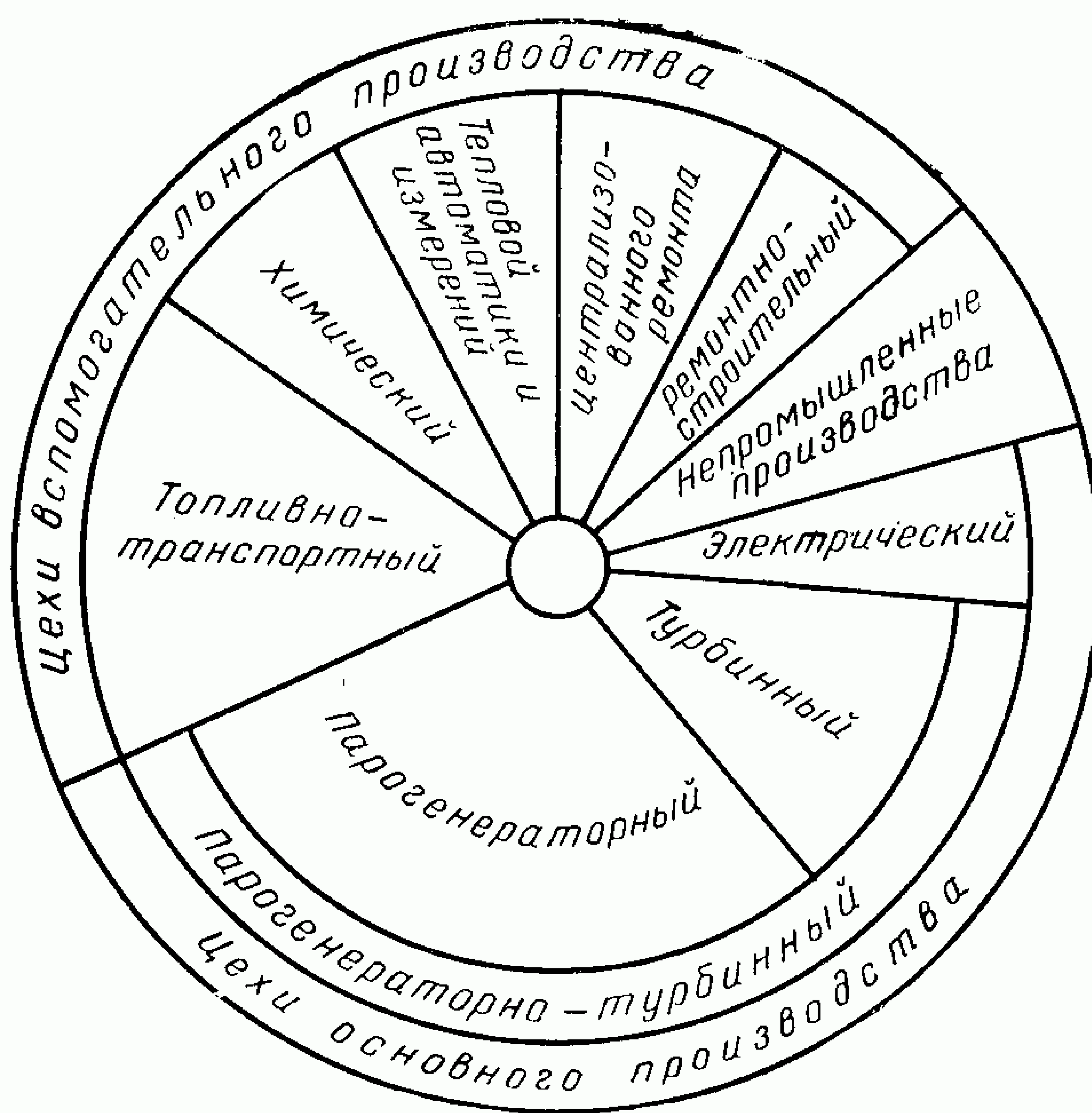


Рис. 23-17. Принципиальная схема производственной структуры тепловой электростанции.

Рис. 23-18. Схемы управления тепловой электростанцией.
а — электростанция неблочной структуры; *б* — электростанция блочной структуры.

Работой электростанции руководят директор, отвечающий в частности, за выполнение государственного плана, и его заместитель — главный инженер, осуществляющий непосредственно руководство производственно-технической деятельностью коллектива электростанции.

Режимы работы электростанции ведет сменный дежурный персонал под руководством начальника смены; в оперативном отношении начальник смены действует по указаниям дежурного инженера станции, а дежурный инженер станции (ДИС) — по указаниям диспетчера районного энергетического управления (РУ). На рис. 23-18,*а* показана схема управления неблочной ТЭС и на рис. 23-18,*б* — схема управления блочной ТЭС.

Дежурный инженер блочной электростанции, получая указания также от диспетчера энергосистемы, руководит работой операторов блочных щитов управления. Непосредственный контроль работы оборудования «по месту», а также отдельные местные операции осуществляют «обходчики». Обычно оператор управляет работой двух смежных энергоблоков, щиты и пульты управления которыми находятся в одном помещении.

Электростанции с наиболее крупными агрегатами (500, 800 МВт) имеют на каждый энергоблок своего оператора, свой щит и пульт управления, находящиеся в отдельном помещении.

В помощь оператору широкое применение получают электронные вычислительные машины, выполняющие информационные, вычислительные и управляющие функции.

В административно-техническом отношении дежурные инженеры, как и прочий персонал, подчиняются главному инженеру и директору электростанции.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

24-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

К основным технико-экономическим показателям электростанции и энергосистемы относятся: выработка, отпуск и стоимость отпущенной электрической и тепловой энергии; удельный расход условного топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию; относительная величина потери электроэнергии в электрических сетях и тепла в паровых и водяных сетях; рентабельность (отношение общей прибыли к стоимости основных производственных фондов и оборотных средств); удельная стоимость сооружения на один установленнай киловатт; удельная численность производственного персонала, в том числе эксплуатационного и ремонтного.

24-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ К. П. Д. ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ С УЧЕТОМ СОБСТВЕННОГО РАСХОДА ЭНЕРГИИ

Конденсационная электростанция

Основной энергетический показатель конденсационной электростанции (конденсационного энергоблока) — *коэффициент полезного действия нетто,* учитывающий собственный расход электрической и тепловой энергии. С коэффициентом полезного действия непосредственно связаны такие важные энергетические показатели, как *удельные расходы тепла* и *условного топлива* на *отпускаемую электроэнергию.*

На рис. 24-1,*а* показана линейная схема преобразования тепловой и электрической энергии.

Введем следующие величины.

Расход тепла на турбоустановку (включая ее собственный расход)

$$Q_{\text{ту}}=Q_{\text{та}}+Q^{\text{ту}}_{\text{с.н.т}},$$

где $Q_{\text{та}}$ — расход тепла на турбоагрегат, не включающий собственный расход тепла турбоустановки $Q^{\text{ту}}_{\text{с.н.т}}$;

относительный собственный расход тепла турбоустановки

$$q^{\text{ту}}_{\text{с.н.т}}=\frac{Q^{\text{ту}}_{\text{с.н.т}}}{Q_{\text{та}}}.$$

Отпуск тепла парогенераторной установкой

$$Q_{\text{пг.у}}=Q_{\text{пг}}-Q^{\text{пг.у}}_{\text{с.н.т}},$$

где $Q_{\text{пг}}$ — тепловая нагрузка парогенераторов; $Q^{\text{пг.у}}_{\text{с.н.т}}$ — собственный расход тепла в парогенераторной установке;

относительный собственный расход тепла в парогенераторной установке

$$q^{\text{пг.у}}_{\text{с.н.т}}=\frac{Q^{\text{пг.у}}_{\text{с.н.т}}}{Q_{\text{пг}}}.$$

Собственный расход электроэнергии на электростанции $Э_{\text{с.н}}$ составляется из собствен-

Рис. 24-1. Линейные схемы потоков электрической и тепловой энергии.
а — конденсационная электростанция; *б* — теплоэлектроцентраль.

ных расходов турбоустановки $Э^{ту}_{с.н}$ и парогенераторной установки $Э^{пг.у}_{с.н}$:

$$Э_{с.н} = Э^{ту}_{с.н} + Э^{пг.у}_{с.н}$$

или в долях выработки электроэнергии $Э$

$$э_{с.н} = \frac{Э_{с.н}}{Э}; \quad э^{ту}_{с.н} = \frac{Э^{ту}_{с.н}}{Э}; \quad э^{пг.у}_{с.н} = \frac{Э^{пг.у}_{с.н}}{Э};$$

$$э_{с.н} = э^{ту}_{с.н} + э^{пг.у}_{с.н}.$$

Затрата тепла в парогенераторной установке на ее собственный расход электроэнергии составляет:

$$Q^{пг.у}_{с.н.э} = \frac{Э^{пг.у}_{с.н}}{\eta^{э.н}_{ту}\eta_{тр}} = \frac{э^{пг.у}_{с.н}Э}{\eta^{э.н}_{ту}Q_{ту}}Q_{пг.у},$$

где $\eta^{э.н}_{ту}$ — к. п. д. (электрический абсолютный) нетто турбоустановки; $\eta_{тр} = Q_{ту}/Q_{пг.у}$ — к. п. д. транспорта тепла (трубопроводов). Выражение к. п. д. *нетто* конденсационной электростанции (энергоблока) имеет вид:

$$\eta^{н}_{эс} = \frac{Э_о}{Q_с} = \frac{Э - Э_{с.н}}{Q_с} = \frac{Э(1 - э_{с.н})}{Q_с}, \qquad (24\text{-}1)$$

где $Q_с$ — расход тепла топлива на электростанцию (энергоблок).

Величины Q и $Э$ относятся к одинаковому периоду времени (год, месяц, неделя, сутки), для часового периода — выработку электроэнергии $Э$ заменяют мощностью W.

Выразим к. п. д. конденсационной электростанции (энергоблока) через к. п. д. нетто отдельных ее частей.

Коэффициент полезного действия (абсолютный электрический) *нетто турбоустановки*

$$\eta^{э.н}_{ту} = \frac{Э - Э^{ту}_{с.н}}{Q_{ту}} = \frac{Э(1 - Э^{ту}_{с.н})}{Q_{ту}}. \qquad (24\text{-}2)$$

Коэффициент полезного действия (абсолютный электрический) *брутто турбоагрегатов*

$$\eta^{э}_{та} = \frac{Э}{Q_{та}}.$$

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки* запишется так:

$$\eta^{э.н}_{ту} = \frac{Э(1 - э^{ту}_{с.н})}{Q_{ту} + Q^{ту}_{с.н.т}} = \eta_{та}\frac{1 - э^{ту}_{с.н}}{1 + q^{т.у}_{с.н.т}}. \qquad (24\text{-}2а)$$

Определим к. п. д. *нетто парогенераторной установки:*

$$\eta^{н}_{пг.у} = \frac{Q^{н}_{пг.у}}{Q_с} = \frac{Q_{пг.у} - Q^{пг.у}_{с.н.э}}{Q_с} = \frac{Q_{пг.у}}{Q_с}\left(1 - \frac{э^{пг.у}_{с.н}Э}{\eta^{э.н}_{ту}Q_{ту}}\right);$$

к. п. д. *брутто парогенератора*

$$\eta_{пг} = \frac{Q_{пг}}{Q_с},$$

поэтому получим:

$$\eta^{н}_{пг.\,у}=\eta_{пг}(1-q^{пг.\,у}_{с.\,н.\,т})\frac{1-э_{с.\,н}}{1-э^{ту}_{с.\,н}}. \qquad (24\text{-}3)$$

Формулу (24-1) для к. п. д. электростанции нетто преобразуем так:

$$\eta^{н}_{эс}=\frac{Э(1-э^{ту}_{с.\,н})(1-э_{с.\,н})}{Q_{ту}(1-э^{ту}_{с.\,н})}\frac{Q_{ту}}{Q_{пг.\,у}}\frac{Q_{пг.\,у}}{Q_{с}},$$

откуда с учетом формул (24-2), (24-3) и выражений $\eta_{тр}=\frac{Q_{ту}}{Q_{пг.\,у}}$ и

$$\frac{Q_{пг.\,у}}{Q_{с}}=\frac{Q_{пг}(1-q^{пг.\,у})}{Q_{с}}=\eta_{пг}(1-q^{пг.\,у}_{с.\,н.\,т})$$

получим:

$$\eta^{н}_{эс}=\eta^{э.\,н}_{ту}\eta_{тр}\eta^{н}_{пг.\,у}, \qquad (24\text{-}4)$$

т. е. к. п. д. нетто конденсационной электростанции равен произведению к. п. д. нетто турбинной и парогенераторной установок и к. п. д. транспорта тепла.

Подставив в формулу (24-4) выражения $\eta^{э.\,н}_{ту}$ по формуле (24-2а) и $\eta^{н}_{пг.\,у}$ по формуле (24-3), получим выражение к. п. д нетто конденсационной электростанции в развернутом виде:

$$\eta^{н}_{эс}=\eta_{та}\eta_{тр}\eta_{пг}\frac{1-q^{пг.\,у}_{с.\,н.\,т}}{1+q^{ту}_{с.\,н.\,т}}(1-э_{с.\,н}). \qquad (24\text{-}4а)$$

Удельный расход нетто тепла на турбоустановку, кДж/(кВт·ч),

$$q^{э.\,н}_{ту}=\frac{3600}{\eta^{э.\,н}_{ту}} \qquad (24\text{-}5)$$

и на электростанцию (энергоблок), кДж/(кВт·ч),

$$q^{н}_{с}=\frac{3600}{\eta^{н}_{эс}}. \qquad (24\text{-}5а)$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч),

$$b^{н}_{у.\,э}\approx\frac{123}{\eta^{н}_{эс}}. \qquad (24\text{-}5б)$$

Полученные выражения относятся к схеме конденсационной электростанции без использования тепла из отборов турбин на подогрев мазута или воздуха для парогенераторов, на подсушку топлива и т. п.

В случае такого использования к. п. д. турбоустановки определяется как для теплофикационной турбоустановки, т. е. по расходу тепла на производство электроэнергии, равному полному расходу тепла за вычетом тепла, отпускаемого на указанные цели вне турбинной установки.

Выражение к. п. д. электростанции (энергоблока) при этом видоизменяется (гл. 6). В случае ТЭС с центральным пылезаводом с паровой подсушкой топлива и с предварительным паровым подогревом воздуха для горения выражение к. п. д. нетто электростанции имеет вид:

$$\eta^{н}_{эс}=\eta^{э.\,н}_{ту}\eta_{тр}\eta^{н}_{пг.\,у}\eta^{н}_{пз}\frac{1-\beta_{п}-\beta_{в}}{1-\beta_{п}\eta_{тр}\eta_{пг}\eta_{пз}-\beta_{в}\eta_{тр}\eta_{пг}}, \qquad (24\text{-}6)$$

где $\beta_{п}=\frac{Q_{п}}{Q_{ту}}$ и $\beta_{в}=\frac{Q_{в}}{Q_{ту}}$ — относительный расход тепла на подсушку топлива и подогрев воздуха в долях полного расхода тепла на турбоустановку;

$\eta_{пз}$ и $\eta^{н}_{пз}$ — соответственно к. п. д. брутто и нетто пылезавода, причем

$$\eta^{н}_{пз}=\eta_{пз}\frac{1-э_{с.\,н}}{1-э_{с.\,н}+э^{пз}_{с.\,н}},$$

где $э^{пз}_{с.\,н}=\frac{Э^{пз}_{с.\,н}}{Э}$ — относительный собственный расход электроэнергии $Э^{пз}_{с.н}$ на пылезавод.

В современных энергоблоках применяют паровой привод питательных насосов, а на мазутных ТЭС с парогенераторами под наддувом применяют и паровой привод турбовоздуходувок. По действующей методике отчетности ТЭС питательные насосы относят к собственным нуждам парогенераторной установки; в то же время подогрев питательной воды в насосах учитывается в расчетах схем турбоустановки. Обозначая доли тепла, отпускаемого на привод механизмов парогенераторной установки (питательные насосы, турбовоздуходувки) и возвращаемого питательной воде в турбоустановке, через $\beta_{тп}$ и $\beta_{п.в}$, выражение к. п. д. энергоблока получим в виде

$$\eta^{н}_{эс}=\eta^{э.\,н}_{ту}\eta_{тр}\eta^{н}_{пг.\,у}\frac{1-(\beta_{тп}-\beta_{п.\,в})}{1-(\beta_{тп}-\beta_{п.\,в})\eta_{пг}\eta_{тр}}.$$

Необходимо отметить, что методологически правильнее относить питательные насосы к механизмам турбоустановки, так как: а) давление пара и воды создается для производства энергии турбоагрегатами; б) питательный насос на современных ТЭС — органическая часть схемы турбоустановки и в) питательные насосы по своему территориальному размещению (находятся в машинном зале) также относятся к турбоустановке. Однако

при отнесении питательных насосов к турбоустановке усложняется система энергетических показателей теплоэлектроцентралей.

Теплоэлектроцентраль

В Советском Союзе принято распределять общий расход тепла и топлива ТЭЦ на каждый из двух видов отпускаемой ею энергии — электрической и тепловой — по условному физическому методу, относя на тепловую энергию действительно затраченное на нее тепло, а на электроэнергию — остальное количество тепла. Экономия тепла и топлива относится при этом полностью на электроэнергию.

Линейная схема преобразования тепловой и электрической энергии ТЭЦ (рис. 24-1,*б*) отличается от подобной схемы КЭС следующим: ТЭЦ отпускает электрическую энергию в количестве $Э_0$ и тепловую в количестве $Q^о{}_т$. *Собственный расход электроэнергии* в турбинной и парогенераторной установках распределяется между электрической и тепловой энергией:

$$Э_{с.н}=Э^{ту}_{с.н}+Э^{пг.у}_{с.н};$$

$$Э^{ту}_{с.н}=Э^{ту.э}_{с.н}+Э^{ту.т}_{с.н};\quad Э^{пг.у}_{с.н}=Э^{пг.у.э}_{с.н}+Э^{пг.у.т}_{с.н};$$

аналогичные соотношения имеются и для *относительных расходов*: $э_{с.н}=\frac{Э_{с.н}}{Э}$ и др., отнесенных к выработке электроэнергии. *Собственный расход* тепла турбинной и парогенераторной установок также делится между обоими видами энергии:

$$Q^{ту}_{с.н.т}=Q^{ту.э}_{с.н.т}+Q^{ту.т}_{с.н.т};$$

$$Q^{пг.у}_{с.н.т}=Q^{пг.у.э}_{с.н.т}+Q^{пг.у.т}_{с.н.т}.$$

Общий (полный) расход тепла на турбоустановку $Q_{ту}$ составляется из расходов тепла на электроэнергию $Q^{э}_{ту}$ и на тепловую энергию $Q^{тн}_{ту}$ (в последнюю величину включается расход тепла $Q^{ту.т}_{с.н.э}$ на электроэнергию, затрачиваемую в турбоустановке на теплового потребителя). При этом получим (см. рис. 24-1, *б*):

$$Q_{ту}=Q^{т.н}_{ту}+Q^{э}_{ту}\ \text{и}\ Q_{ту}=Q^{т}_{ту}+Q^{э.н}_{ту},$$

причем

$$Q^{т.н}_{ту}=Q^{т}_{ту}+Q^{ту.т}_{с.н.э}\ \text{и}\ Q^{э.н}_{ту}=Q^{э}_{ту}+Q^{ту.т}_{с.н.э}.$$

Кроме того, в соответствии с принятыми положениями и схемой рис. 24-1,*б* имеем следующие соотношения:

$$\left.\begin{aligned} &Q_{ту}=Q_{та}+Q^{ту}_{с.н.т};\\ &Q_{та}=Q^{э}_{та}+Q^{т}_{та};\\ &Q^{т}_{ту}=Q^{т}_{та}+Q^{ту.т}_{с.н.т};\\ &Q^{т}_{та}=Q^{о}_{т}+Q^{пот}_{т}=\frac{Q^{о}{}_{т}}{\eta_т};\\ &Q^{э}{}_{та}=Q_{та}-Q^{т}{}_{та}=Q_{та}-\frac{Q^{о}{}_{т}}{\eta_т}. \end{aligned}\right\}\quad (24\text{-}7)$$

Общая (полная) тепловая нагрузка парогенераторов

$$Q_{пг}=Q_{пг.у}+Q^{пг.у}_{с.н.т}=Q^{т}_{пг.у}+Q^{э}_{пг.у};$$

тепловая нагрузка парогенераторной установки *нетто*

$$Q^{н}_{пг.у}=Q_{пг.у}-Q^{пг.у}_{с.н.э}=Q^{т.н}_{пг.у}+Q^{э.н}_{пг.у},$$

где $Q^{пг.у}_{с.н.э}$ — затраты тепла на собственный расход электроэнергии парогенераторной установки.

Кроме того,

$$Q^{т}_{пг.у}=Q^{т.н}_{пг.у}+Q^{пг.у.т}_{с.н.э}$$

и

$$Q^{э}_{пг.у}=Q^{э.н}_{пг.у}+Q^{пг.у.э}_{с.н.э}.$$

Расход тепла топлива на парогенераторную установку: ($Q^{э}_{с}=Q_{эс}$ и $Q^{т}_{с}=Q_{тс}$):

$$Q_{с}=Q^{э}_{с}+Q^{т}_{с}=Q_{пг}+Q^{пот}_{пг}.$$

На долю *тепловой энергии* относится *часть расходуемого тепла:*

$$\beta_т=\frac{Q^{т}_{с}}{Q_{с}}=\frac{Q^{т}_{пг}}{Q_{пг}}=\frac{Q^{т}_{пг.у}}{Q_{пг.у}}=\frac{Q^{т.н}_{пг.у}}{Q^{н}_{пг.у}}.\quad (24\text{-}8)$$

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки по отпуску электроэнергии*

$$\eta^{э.н}_{ту}=\frac{Э^{ту}_{о}}{Q^{э.н}_{ту}}=\frac{Э-Э^{ту.э}_{с.н}}{Q^{э.н}_{ту}}=\frac{Э\,(1-э^{ту.э}_{с.н})}{Q^{э.н}_{ту}}$$

или

$$\eta^{э.н}_{ту}=\eta^{э}_{та}\,\frac{1-э^{ту.э}_{с.н}}{1+q^{ту.э}_{с.н.т}},\quad (24\text{-}9)$$

где $q^{ту.э}_{с.н.т}=\frac{Q^{ту.э}_{с.н.т}}{Q^{э}_{та}}$ и $Q^{э.н}_{ту}=Q^{э}_{та}+Q^{ту.э}_{с.н.т}$.

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки* по *тепловой энергии*

$$\eta^{т.н}_{ту}=\frac{Q^{о}{}_{т}}{Q^{т.н}_{ту}}=\frac{\eta_т}{(1+q^{ту.т}_{с.н.т})\,(1+q^{ту.т}_{с.н.э})},\quad (24\text{-}10)$$

где

$$q^{ту.т}_{с.н.т}=\frac{Q^{ту.т}_{с.н.т}}{Q^{т}_{та}}\ \text{и}\ q^{ту.т}_{с.н.э}=\frac{Q^{ту.т}_{с.н.э}}{Q^{т}_{ту}},$$

причем

$$Q_{\text{ту}}^{\text{т}}=Q_{\text{та}}^{\text{т}}+Q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. т}}=Q_{\text{та}}^{\text{т}}(1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. т}})$$

и

$$Q_{\text{с. н. э}}^{\text{ту. т}}=\frac{Э_{\text{с. н}}^{\text{ту. т}}}{\eta_{\text{ту}}^{\text{э. н}}}.$$

Коэффициенты полезного действия *транспорта тепла* и *парогенераторов* ТЭЦ равны:

$$\eta_{\text{тр}}=\frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{пг. у}}}\text{ и }\eta_{\text{пг}}=\frac{Q_{\text{пг}}}{Q_{\text{с}}}.$$

Коэффициент полезного действия *нетто парогенераторной установки*

$$\eta_{\text{пг. у}}^{\text{н}}=\frac{Q_{\text{пг. у}}^{\text{н}}}{Q_{\text{с}}}=\eta_{\text{пг}}(1-q_{\text{с. н. т}}^{\text{пг. у}})\frac{1-э_{\text{с. н}}}{1-э_{\text{с. н}}^{\text{ту}}}.$$

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по отпуску электрической энергии* равен произведению к. п. д. нетто турбинной и парогенераторной установок и к. п. д. транспорта тепла:

$$\eta_{\text{э. с}}^{\text{н}}=\eta_{\text{ту}}^{\text{э. н}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг. у}}^{\text{н}} \tag{24-11}$$

или в развернутом виде

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э. н}}=\eta_{\text{та}}^{\text{э}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг}}\frac{1-q_{\text{с. н. т}}^{\text{пг. у}}}{1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. э}}}\frac{1-э_{\text{с. н}}^{\text{ту. э}}}{1-э_{\text{с. н}}^{\text{ту}}}(1-э_{\text{с. н}}), \tag{24-11а}$$

где $\eta_{\text{та}}^{\text{э}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг}}=\eta_{\text{с}}^{\text{э. бр}}$ — к. п. д. брутто ТЭЦ по производству электроэнергии.

Если рассматривать КЭС как частный случай ТЭЦ, в котором

$$q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. э}}=q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту}}\text{ и }Э_{\text{с. н}}^{\text{ту. э}}=Э_{\text{с. н}}^{\text{ту}},$$

то формулы (24-9) и (24-11а) для к. п. д. нетто турбоустановки и для ТЭЦ по отпуску электроэнергии переходят в формулы (24-2а) и (24-4а) для соответствующих показателей КЭС.

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по отпуску тепловой энергии*

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т. н}}=\eta_{\text{ту}}^{\text{т. н}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг. у}}^{\text{н}} \tag{24-12}$$

или в развернутом виде:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т. н}}=\eta_{\text{т}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг}}\frac{1-q_{\text{с. н. т}}^{\text{пг. у}}}{(1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. т}})(1+q_{\text{с. н. э}}^{\text{ту. т}})}\frac{1-э_{\text{с. н}}}{1-э_{\text{с. н}}^{\text{ту}}}, \tag{24-12а}$$

где $\eta_{\text{т}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг}}=\eta_{\text{т. с}}^{\text{бр}}$ — к. п. д. брутто ТЭЦ по производству тепловой энергии: значения $Q_{\text{та}}^{\text{т}}$ и $Q_{\text{ту}}^{\text{т}}$ определяются по формулам (24-7).

Полученные выражения для к. п. д. нетто по производству электрической и тепловой энергии ТЭЦ и турбоустановки можно несколько упростить, если отнести собственный расход электроэнергии турбоустановки для теплового потребителя $Q_{\text{с. н.э}}^{\text{ту. т}}$ не к тепловой, а к электрической энергии (эта величина учитывается общим собственным расходом электроэнергии $Э_{\text{с.н}}$). Такое положение не является строгим, но может считаться справедливым, если учесть, что вся энергетическая выгода от комбинированного производства двух видов энергии по принятой методике относится к электроэнергии. При этом к. п. д. транспорта тепла $\eta_{\text{тр}}$ и к. п. д. нетто парогенераторной установки сохраняют прежние значения:

$$э_{\text{с. н}}^{\text{ту.э}}=э_{\text{с. н}}^{\text{ту}}\text{ и }q_{\text{с. н. э}}^{\text{ту. т}}=0.$$

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки по электроэнергии*

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э. н}}=\eta_{\text{та}}^{\text{э}}\frac{1-э_{\text{с. н}}^{\text{ту}}}{1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. э}}} \tag{24-9а}$$

и к. п. д. *нетто ТЭЦ по электроэнергии*

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э. н}}=\eta_{\text{ту}}^{\text{э. н}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг. у}}^{\text{н}}=\eta_{\text{та}}^{\text{э}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг}}\frac{1-q_{\text{с. н. т}}^{\text{пг. у}}}{1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. э}}}(1-э_{\text{с. н}}). \tag{24-11б}$$

Значения $\eta_{\text{ту}}^{\text{э. н}}$ и $\eta_{\text{с}}^{\text{э. н}}$ несколько уменьшаются.

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки по тепловой энергии*

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{т. н}}=\frac{\eta_{\text{т}}}{1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. т}}}. \tag{24-10а}$$

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по тепловой энергии*

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т. н}}=\eta_{\text{ту}}^{\text{т. н}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг. у}}^{\text{н}}=$$

$$=\eta_{\text{т}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{пг}}\frac{1-q_{\text{с. н. т}}^{\text{пг. у}}}{1+q_{\text{с. н. т}}^{\text{ту. т}}}\frac{1-э_{\text{с. н}}}{1-э_{\text{с. н}}^{\text{ту}}}. \tag{24-12б}$$

Значения $\eta_{\text{ту}}^{\text{т. н}}$ и $\eta_{\text{с}}^{\text{т. н}}$ несколько возрастают.

При таком упрощающем допущении

$$\beta_{\text{т}}=\frac{Q_{\text{ту}}^{\text{т}}}{Q_{\text{ту}}}=\frac{Q_{\text{пг. у}}^{\text{т}}}{Q_{\text{пг. у}}}=\frac{Q_{\text{пг. у}}^{\text{т. н}}}{Q_{\text{пг. у}}^{\text{н}}}=\frac{Q_{\text{пг}}^{\text{т}}}{Q_{\text{пг}}}=\frac{Q_{\text{с}}^{\text{т}}}{Q_{\text{с}}}. \tag{24-8а}$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч), определяют по формуле типа (24-5б)

$$b_{\text{у. э}}^{\text{н}}\approx\frac{123}{\eta_{\text{с}}^{\text{э. н}}}.$$

Удельный расход условного топлива на отпуск тепловой энергии, кг/ГДж, определяется по формуле

$$b^{н}_{у.т} \approx \frac{34,14}{\eta^{т.н}_{с}}.$$

Собственный расход электрической и тепловой энергии турбоустановки распределяют между обоими видами энергии в соответствии с назначением этого расхода.

Так, на электрическую энергию относят расход электроэнергии на насосы: конденсатные турбины, охлаждающей воды (циркуляционные), водоструйных эжекторов конденсаторов турбин, дренажные, сливные и т. д. На долю тепловой энергии относят расход электроэнергии на насосы теплофикационных установок — сетевой, паропреобразовательной или испарительной, служащей для восполнения (кроме внутренних) и внешних потерь; в сетевой установке, в частности, учитываются насосы сетевые, конденсатные и подпиточные; на промышленной ТЭЦ с большими потерями — конденсатные насосы обратного конденсата, сырой воды и т. д.

Если питательные электронасосы относят к турбоустановке, то расход энергии на них $Э_{п.н}$ распределяют так:

$$Э^{т}_{п.н} = \beta^{ту}_{т} Э_{п.н} \text{ и } Э^{э}_{п.н} = \beta^{ту}_{э} Э_{п.н} = (1 - \beta^{ту}_{т}) Э_{п.н},$$

где $\beta^{ту}_{т} = \frac{Q^{т}_{ту}}{Q_{ту}}$ [см. формулу (24-7)].

Значительное собственное потребление тепла турбоустановки может обусловливаться применением турбопривода питательных насосов (например, у турбин Т-250-240). Однако нужно учитывать возврат тепла при подогреве питательной воды в насосах. Поэтому в величине $Q_{тп}$ нужно учитывать потери $Q^{пот}_{тп}$ с отработавшим паром приводной турбины (в собственном конденсаторе или конденсаторе главной турбины) и эквивалент механических потерь приводной турбины и насоса, т. е.

$$Q^{пот}_{тп} = Q^{к}_{тп} + Q^{м}_{тп}.$$

Между электрической и тепловой энергией этот расход распределяют аналогичным образом, а именно:

$$Q^{пот.\,т}_{тп} = \beta^{ту}_{т} Q^{пот}_{тп} \text{ и } Q^{пот.\,э}_{тп} = (1 - \beta^{ту}_{т}) Q^{пот}_{тп}.$$

В сетевой подогревательной установке теплофикационных турбин сверхкритических параметров пара приходится охлаждать конденсат перед химическим обессоливанием. Такое охлаждение может быть связано с потерей тепла $Q^{пот}_{т.к}$, которую следует включить в величину $Q^{ту}_{с.н.т}$ и отнести к тепловой энергии. К собственному расходу тепла относят также расход на эжекторы конденсатора и уплотнений турбины с учетом использования пара из эжекторов в тепловой схеме турбоустановки; этот расход относится к отпуску электрической энергии.

В *парогенераторной установке собственный расход электрической и тепловой энергии* распределяют между обоими видами энергии посредством коэффициента $\beta_т$ [см. формулу (24-8)], а именно:

$$Э^{пг.у.т}_{с.н} = \beta_т Э^{пг.у}_{с.н}; \quad Э^{пг.у.э}_{с.н} = (1 - \beta_т) Э^{пг.у}_{с.н}$$

и

$$Q^{пг.у.т}_{с.н.т} = \beta_т Q^{пг.у}_{с.н.т}; \quad Q^{пг.у.э}_{с.н.т} = (1 - \beta_т) Q^{пг.у}_{с.н.т}.$$

Тепло, сообщаемое воздуху при сжатии в турбовоздуходувке, используется в парогенераторе и учитывается его показателями. Поэтому расход тепла на турбовоздуходувку определяют аналогично расходу тепла на турбопривод питательных насосов, т. е. учитывают потери тепла в конденсаторе и тепловой эквивалент механических потерь в приводной турбине и воздуходувке.

В формулах данного параграфа количества электрической энергии $Э$ и тепловой энергии Q измеряют в одинаковых единицах (кВт·ч). Если $Э$ измеряют в кВт·ч, а Q — в кДж, то в выражениях к. п. д. отпуска электроэнергии турбоустановкой и электростанцией добавляется множитель 3600 в числителе, а именно:

$$\eta = 3600 \frac{Э}{Q},$$

соответственно удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч),

$$q = \frac{Q}{Э} = \frac{3600}{\eta}.$$

24-3. ГОДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Основным энергетическим показателем отечественных тепловых электростанций является *удельный расход условного топлива на отпущенную электрическую энергию*. На теплоэлектроцентралях применяют, кроме того, удельный расход условного топлива на отпущенную тепловую энергию.

На действующих электростанциях эти показатели определяют на основе учета за годовой период: расхода топлива, отпуска электроэнергии и тепла. Общий расход топлива и собственный расход энергии на теплоэлектроцентралях распределяют между электрической и тепловой энергией.

При проектировании новой электростанции для определения основных энергетических показателей необходимо рассчитать за годовой период работы электростанции следующие

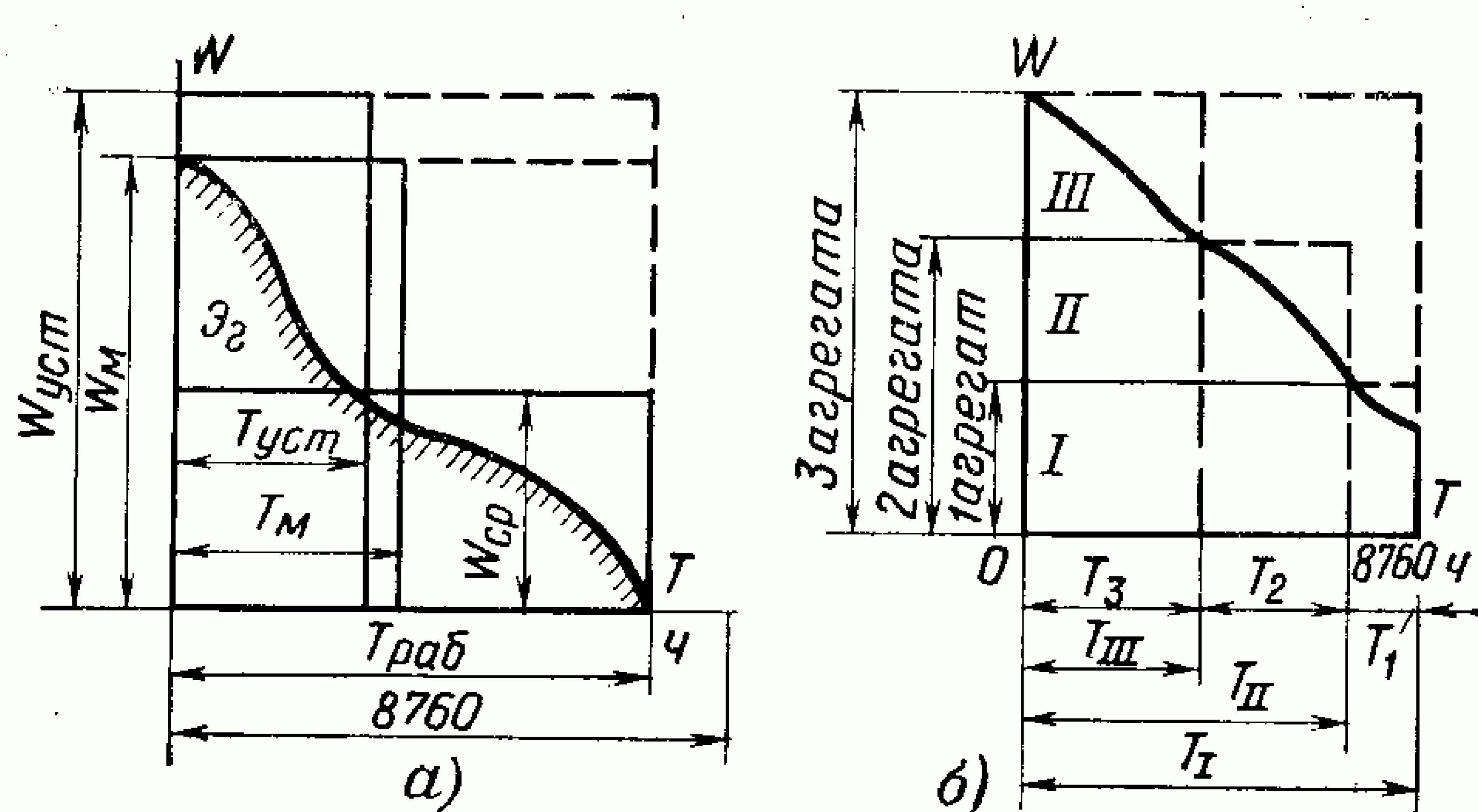


Рис. 24-2. График годовой продолжительности электрической нагрузки (*а*) и определение числа машино-часов (*б*).

величины: выработку электроэнергии, отпуск пара и тепла на технологические, отопительно-вентиляционные и бытовые нужды, расход свежего пара на турбины электростанции, выработку пара парогенераторами, расход топлива, собственный расход энергии.

Годовую выработку электроэнергии $Э_г$ можно определить по графику годовой продолжительности электрической нагрузки электростанции (рис. 24-2,*а*), а также (приближенно) пользуясь числом часов использования максимальной нагрузки $T_м$ или установленной мощности $T_{уст}$ электростанции за годовой период по формуле

$$Э_г = W_м T_м = = W_{уст} T_{уст} = W_{ср} T_г, \qquad (24\text{-}13)$$

где $W_{ср}$ — среднегодовая электрическая нагрузка электростанции при продолжительности ее работы $T_г$, ч/год.

Для определения годового расхода пара необходимо знать, в частности, продолжительность работы агрегатов (машин) или энергоблоков электростанции.

Общая продолжительность работы в году нескольких одинаковых агрегатов (или энергоблоков) электростанции носит название *числа машино-часов:*

$$M = \Sigma T^а_{раб}. \qquad (24\text{-}14)$$

Если известен график годовой продолжительности нагрузки установки с одинаковыми агрегатами, то можно определить наименьшее число машино-часов, необходимое для выработки заданного количества электроэнергии за год, пересекая кривую годовой продолжительности нагрузки горизонталями, характеризующими электрическую мощность различного числа (1, 2, ..., z) данных агрегатов (рис. 24-2,*б*). Таким образом, весь период работы электростанции в году разделяется на периоды работы одного T_1, двух T_2, трех T_3 и т. д. агрегатов; число машино-часов равно сумме произведений продолжительности соответствующего периода времени T_m на число одновременно работающих агрегатов m:

$$M = \sum_{1}^{z} m T_m = 1T_1 + 2T_2 + 3T_3 + \ldots \qquad (24\text{-}14а)$$

Число машино-часов можно определить проще, если условно принять, что один из агрегатов несет базовую нагрузку, другой — пиковую нагрузку, остальные — промежуточную нагрузку; например, для трех агрегатов (рис. 24-2,*б*)

$$M = (T_1 + T_2 + T_3) + (T_2 + T_3) + T_3 = = T_I + T_{II} + T_{III}. \qquad (24\text{-}14б)$$

По числу машино-часов можно определить средневзвешенную нагрузку каждого из группы одинаковых агрегатов (энергоблоков) как отношение общей выработки электроэнергии данной группы $Э_г$ к числу ее машино-часов

$$W^г_{ср} = \frac{Э_г}{M} \qquad (24\text{-}15)$$

и соответственно коэффициент средней нагрузки агрегата (энергоблока) данной группы

$$f^а_{ср} = \frac{W^а_{ср}}{W^а} = \frac{Э_г}{MW^а}. \qquad (24\text{-}16)$$

Если на электростанции имеются разнотипные агрегаты (энергоблоки), то их следует распределить на группы одинаковых агрегатов (энергоблоков) и для каждой из групп определить график нагрузки, число машино-часов и средневзвешенную нагрузку.

Годовой отпуск технологического пара промышленным предприятиям $D_{пг}$ определяют по графику годовой продолжительности количества отпускаемого пара, обычно подобному графику годовой продолжительнсти электрической нагрузки (рис. 24-2,*а*), или приближенно по продолжительности использования $T_{пм}$ максимального отпуска пара $D_{пм}$ из выражения

$$D^г_п = D_{пм} T_{пм}, \qquad (24\text{-}17)$$

в котором продолжительность использования максимального отпуска пара составляет обычно 4500—7000 ч/год.

Годовой отпуск теплоэлектроцентралью тепловой энергии на промышленные нужды определяется по величине годового отпуска пара по формуле

$$Q^г_п = D^г_п (i_п - \alpha_{о.к} \bar{t}_{о.к} - \alpha_{д.в} \bar{t}_{д.в}), \qquad (24\text{-}18)$$

где $\alpha_{о.к}$ — доля возврата конденсата от внешнего потребителя; $\alpha_{д.в} = 1 - \alpha_{о.к}$ — доля добавочной воды, восполняющей внешние потери.

Годовой отпуск тепла на отопление определяют по графику годовой продолжительности отпуска тепла ТЭЦ $Q^{г}_{от}$, в том числе из отборов $Q_{т}$ и пиковыми водогрейными котлами $Q_{п.в.к}$ (рис. 24-3). Приближенно годовой отпуск тепла ТЭЦ и из отборов турбин можно подсчитать по формулам

$$\left.\begin{aligned} Q^{г}_{от} &= Q^{м}_{от} T^{м}_{от}; \\ Q^{г}_{т} &= Q_{т.м} T_{т.м}, \end{aligned}\right\} \tag{24-19}$$

в которых $Q^{м}_{от}$ и $Q_{т.м}$, $T^{м}_{от}$ и $T_{т.м}$ — соответственно максимум отопительной нагрузки ТЭЦ и отборов турбин, продолжительность годового их использования.

Продолжительность использования максимального отпуска тепла на отопление из отборов для средней полосы СССР можно принимать при значениях $\alpha_{ТЭЦ}=0{,}5\div0{,}6$ и 20% отпуска тепла на горячее водоснабжение равной около 4000—5000 ч/год.

Годовой расход пара на конденсационные турбоагрегаты проектируемой электростанции с большой степенью точности можно определить построением графика годовой продолжительности расхода пара.

Приближенно годовой расход пара на z одинаковых конденсационных турбоагрегатов можно подсчитать по формуле

$$D_{г} = \sum_{1}^{z} (D_x T_{раб} + r W^{г}_{ср} T_{раб}) = D_{xг} + r Э_{г} = M D_x + r Э_{г}, \tag{24-20}$$

в которой величины $\sum_{1}^{z} D_x T_{раб}$ и $\sum_{1}^{z} W_{ср} T_{раб}$ определяют соответственно годовой расход пара на холостой ход $D_{xг}$ и на годовую выработку электроэнергии $Э_{г}$ турбоагрегатами, причем общая продолжительность работы одинаковых турбоагрегатов равна числу машино-часов. Формулу (24-20) для электростанции с n различными группами турбоагрегатов можно написать в таком виде:

$$D_{гс} = \sum_{1}^{n} (M D_x + r Э_{г}). \tag{24-20а}$$

Годовой расход пара на теплофикационные турбоагрегаты с конденсацией и отборами пара на промышленные и отопительные нужды определяют по графикам годовой продолжительности расхода пара на эти агрегаты.

Приближенно годовой расход пара на n групп из z одинаковых теплофикационных турбоагрегатов можно подсчитать по формуле

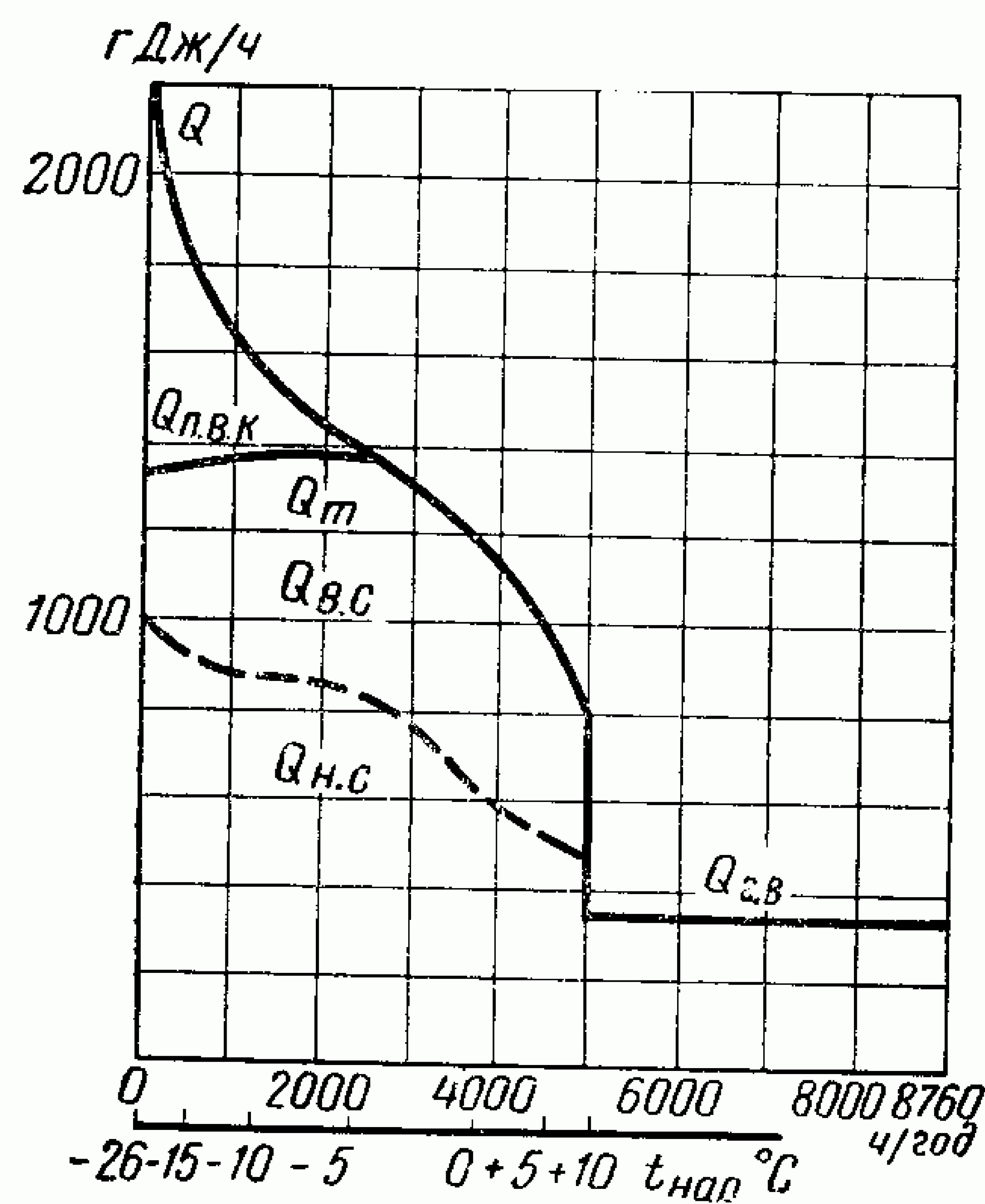


Рис. 24-3. График годовой продолжительности отпуска тепла для отопления и бытовых потребителей.

$Q_{т}$ и $Q_{п.в.к}$ — отпуск тепла турбиной и пиковыми водогрейными котлами; $Q_{г.в}$ — отпуск тепла на горячее водоснабжение; $Q_{в.с}$ и $Q_{н.с}$ — отпуск тепла соответственно верхней и нижней ступенями сетевых подогревателей; $Q_m = Q_{т}$.

$$D_{гс} = \sum_{1}^{n} \beta_r (D^{г}_{кх} + r_{к} Э_{г} + y_{п} D_{пг} + y_{т} D_{тг}), \tag{24-21}$$

где $y_{п}$ и $y_{т}$ — соответственно средневзвешенные за годовой период коэффициенты недовыработки промышленного и отопительных отборов пара; β_r — коэффициент повышения расхода пара из-за регенеративного подогрева питательной воды.

Величина $r_{к} = d_{кн}(1 - x_{к})$ определяется для рабочего процесса конденсационного потока пара в турбине при средневзвешенных за год значениях отборов $D_{п}$ и $D_{т}$ и электрической нагрузке $W_{ср}$.

С учетом утечки пара $D^{г}_{ут}$, его собственного расхода $D^{г}_{с.н}$ и на вспомогательные приводные турбины $D^{г}_{т.в}$, годовая выработка пара парогенераторами составляет:

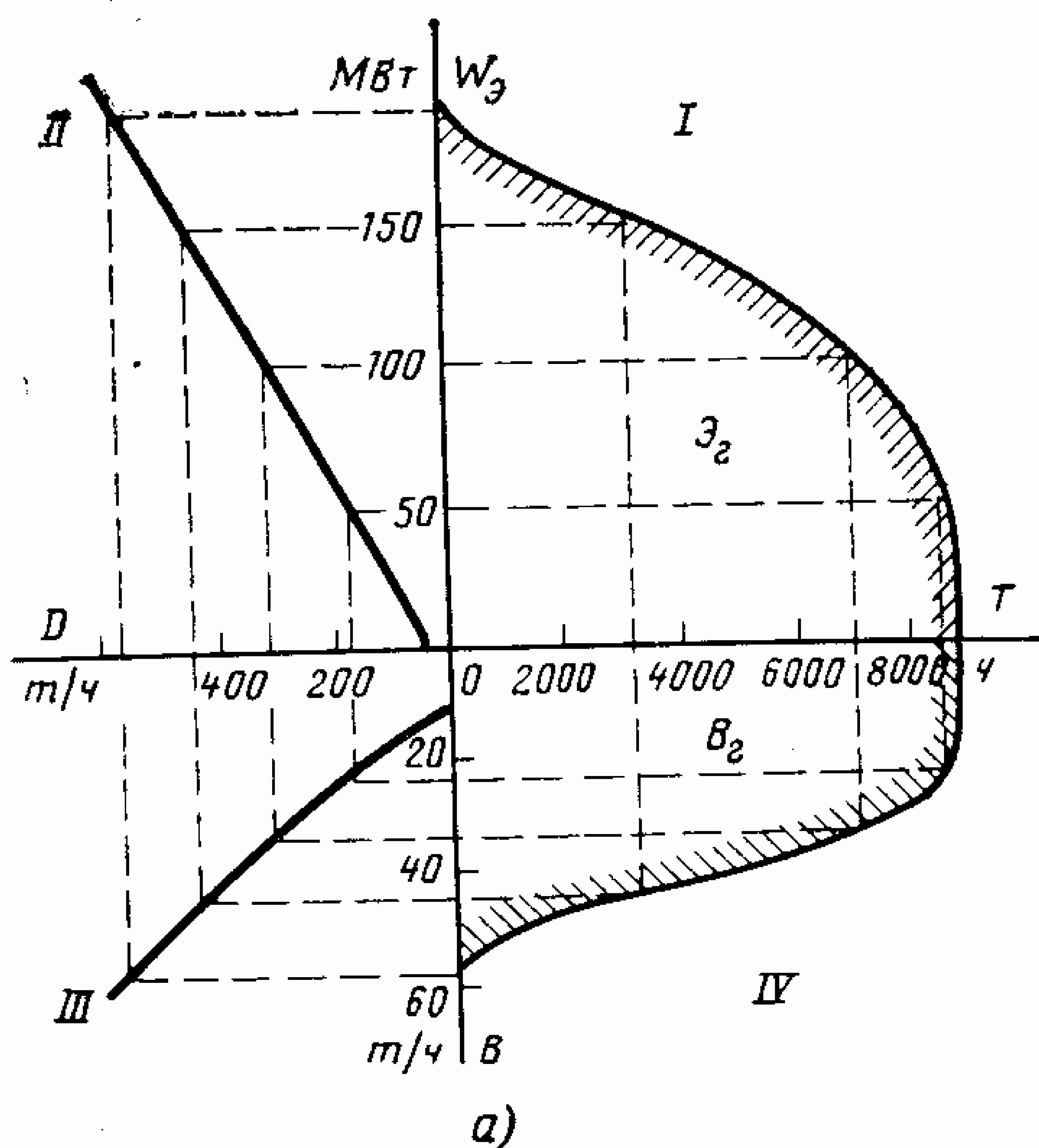
$$D^{г}_{пг} = D_{гс} + D^{г}_{ут} + D^{г}_{с.н} + D^{г}_{т.в}. \tag{24-22}$$

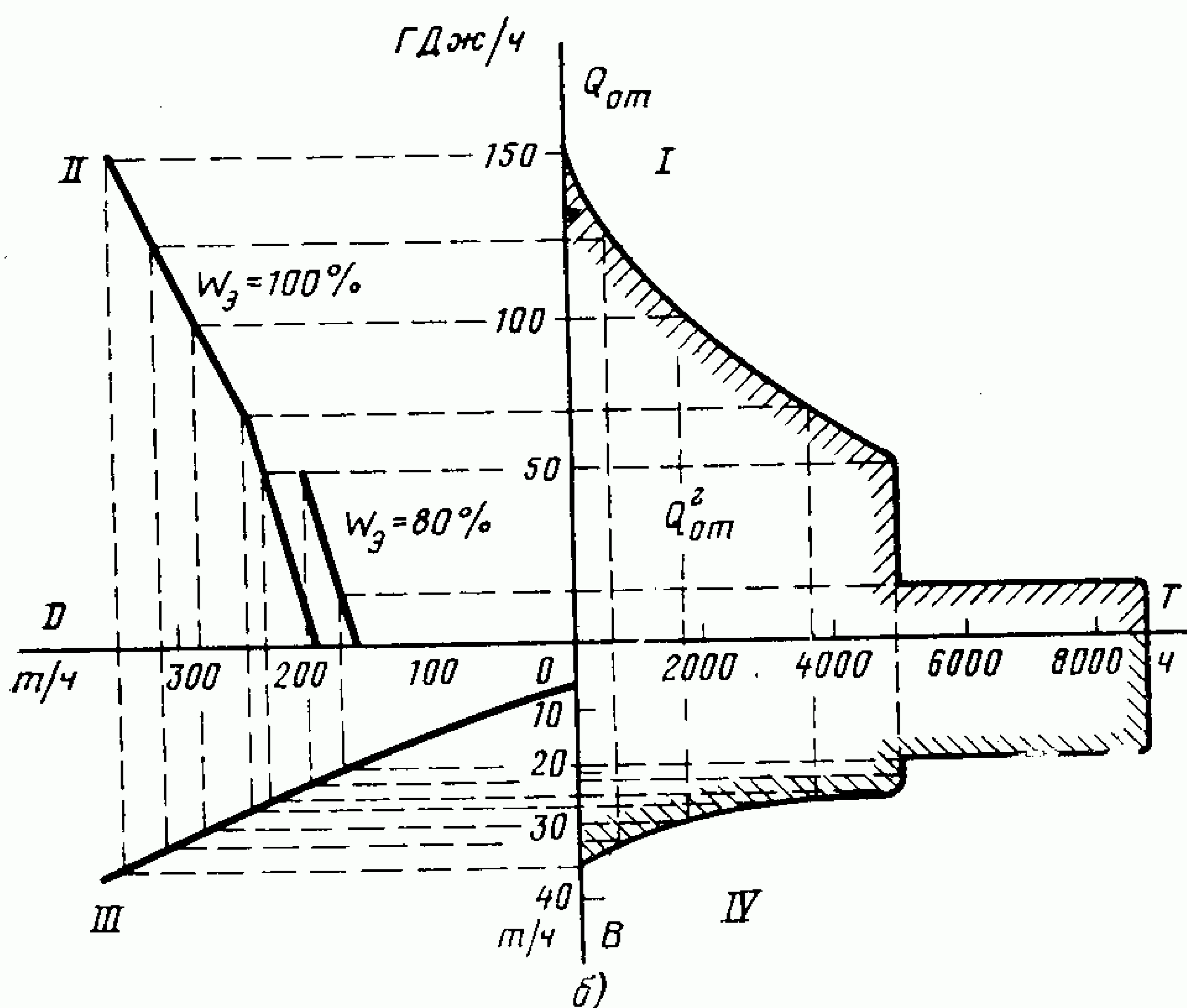
Приближенно

$$D_{гс} = D_{м} T_{м} \text{ и } D^{г}_{пг} = D^{м}_{пг} T^{м}_{пг}, \tag{24-22а}$$

где $D_{м}$ и $D^{м}_{пг}$ — соответственно максимальный часовой расход пара на турбоустановку и выработка пара парогенераторами, т/ч; $T_{м}$ и $T^{м}_{пг}$ — число часов годового их использования, ч/год.

Годовой расход топлива $B_{г}$ целесообразно определять по графику годовой продолжительности, который строится на основании графиков годовой продолжительности электрической и тепловой нагрузки, а также по паровой и





Гис. 24-4. Графическое определение годового расхода топлива.

а — конденсационная электростанция; *б* — теплоэлектроцентраль.

топливной характеристикам, определяющим зависимость расхода пара от энергетической нагрузки и расхода топлива от выработки пара парогенераторами (рис. 24-4).

Приближенно годовой расход топлива можно подсчитать по формуле

$$B_г = \frac{D^г_{пг}}{u_г}, \qquad (24\text{-}23)$$

где $u_г$ — средневзвешенная за год испарительность топлива, или по формуле

$$B_г = B_м T_м, \qquad (24\text{-}23а)$$

где $B_м$ — максимальный часовой расход топлива на парогенераторы; $T_м$ — число часов его использования, ч/год. Значение $B_м$ определяют по формуле вида (24-23).

Предыдущими формулами определяются годовые расходы топлива на выработку энергии в установившихся режимах работы электростанции и ее оборудования. К этой величине нужно добавить еще расход топлива $B^{ну}_г$, связанный с неустановившимися, нестационарными режимами — с пусками из холодного, неостывшего и горячего состояния агрегатов и остановками оборудования и энергоблоков:

$$B^{ну}_г = \Sigma B^{ну} n^{ну},$$

где $n^{ну}$ — число таких однотипных режимов в году; $B^{ну}$ — соответствующий расход топлива; суммирование ведется по различным неустановившимся режимам.

Таким образом, $B_{гс} = B_г + B^{ну}_г$. (24-23б)

На ТЭЦ с отопительной нагрузкой в общий расход (24-23б) топлива включают также годовой расход его на пиковые водогрейные котлы:

$$B^г_{п.в.к} = B^м_{п.в.к} T^м_{п.в.к},$$

где $B^м_{п.в.к}$ — максимальный часовой расход топлива на пиковые водогрейные котлы; $T^м_{п.в.к}$ — число часов использования максимальной их нагрузки, равное примерно 1000 ч/год.

В годовой расход топлива включают, кроме того, потери топлива при транспорте и хранении его на территории электростанции, принимаемые равными:

$$\Delta B \approx 0{,}01 B_{гс}.$$

Для определения к. п. д. электростанции нетто необходимо знать полезный годовой отпуск энергии, а следовательно, собственный годовой расход электроэнергии.

Годовой собственный расход электроэнергии электростанции можно определить, если известны часовая нагрузка собственного расхода при разных режимах и годовой график работы электростанции.

На основании графика годовой продолжительности нагрузки электростанции можно построить график годовой продолжительности собственного потребления энергии и определить годовой собственный расход энергии.

Приближенно собственный расход электроэнергии электростанции за годовой период можно определить по формуле

$$Э^г_{с.н} = W^м_{с.н} T^м_{с.н} = э_{с.н} Э_г \cdot 10^{-2}, \qquad (24\text{-}24)$$

в которой $T^м_{с.н}$ обозначает годовое использование максимальной нагрузки $W^м_{с.н}$ собственного расхода, а $э_{с.н}$ — среднегодовой процент

собственного расхода электроэнергии электростанции. Значение $T^{м}_{с.н}$ можно принимать приближенно равным числу часов использования максимальной электрической нагрузки электростанции $T^{г}_{м}$ (ч/год), $э^{г}_{с.н}$ определяют расчетом или принимают по данным для подобных электростанций.

По данным эксплуатации ряда энергоблоков 300 МВт собственный расход электроэнергии составлял: на мазуте 3,0—4,0%, на угле 4,5—5,5% выработки (при паротурбинном приводе питательных насосов). Собственный расход электроэнергии турбоустановок таких энергоблоков составил 1,3—2,1% (в том числе на циркуляционные насосы 0,8—1,2%). Для парогенераторов этот показатель равен 1,8—3,5%.

Собственный расход тепла турбоустановок ряда энергоблоков 300 МВт составил 0,1—0,6, в среднем 0,3—0,35%; для парогенераторных установок он составлял 4—6%, для ряда установок — около 4,5% (включая паротурбинный привод питательных насосов).

Удельный собственный расход электроэнергии парогенераторной установки составлял: на пылеприготовление 27—42 кВт·ч/т топлива; на тягу и дутье — 2,8—4,8 кВт·ч/т пара; на питательные насосы (в пересчете с тепловой энергии) 11—18 кВт·ч/т пара. Для ряда ТЭЦ с давлением пара 13,0 МПа эти показатели составляли соответственно 30—36 кВт·ч/т; 2,4—4,5 и 7—9,5 кВт·ч/т пара.

В ориентировочных расчетах проектируемых электростанций можно принимать следующие значения собственного расхода электроэнергии на отдельных потребителей (табл. 24-1):

Таблица 24-1

Потребитель	Собственный расход
Топливоприготовление, кВт·ч/т топлива:	
уголь	11—40
торф	5—6
мазут	3,5—3,6
Тягодутьевые устройства (в зависимости от вида топлива), кВт·ч/т пара	3,0—6,0
Питательные насосы (при давлении пара от 10 до 25 МПа), кВт·ч/т пара	5—8
Насосы охлаждающей воды (циркуляционные насосы), % годовой выработки электроэнергии	0,5—0,8
Гидрозолоудаление, % годовой выработки электроэнергии	0,04—0,14
Прочие потребители, % годовой выработки электроэнергии	0,4—1,0
Сетевые насосы, кВт·ч/ГДж тепла, отпускаемого с горячей водой	2,5—4,0

24-4. НОРМИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И ОТЧЕТНОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Задачи нормирования

Нормирование удельного расхода топлива и других технико-экономических показателей ставит своей целью определение технически достижимой тепловой экономичности оборудования. Сопоставление фактических показателей, достигнутых в условиях эксплуатации на электростанциях за определенный период времени, с нормативными позволяет проводить анализ экономичности работы энергооборудования для выявления имеющихся резервов снижения расхода топлива и причин его перерасхода.

Нормативные характеристики устанавливают зависимость количественных и качественных показателей оборудования и электростанций от электрической и тепловой нагрузки без эксплуатационных допусков. Они составляются по данным испытаний и включают: удельный расход условного топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию; к. п. д. нетто парогенераторов или удельный расход топлива на них; к. п. д. нетто или удельный расход тепла на турбоустановки, а также значения вакуума, температур питательной воды и уходящих газов, расходы тепловой и электрической энергии на вспомогательные механизмы, расход топлива на пуск энергоблоков и др.

Технические нормы для оборудования устанавливают на основании нормативных характеристик с учетом допусков на эксплуатационные условия. Проектные технико-экономические показатели корректируют в соответствии с результатами испытаний оборудования.

Нормативные характеристики и технические нормы оформляются в виде режимных карт, инструкций, таблиц и графиков.

Планирование и нормирование технико-экономических показателей проводят на базе подробного расчета и анализа оптимального режима работы тепловой электростанции с использованием нормативных характеристик оборудования и заданных графиков электрической и тепловой нагрузок.

Технические нормы показателей тепловой экономичности электростанции составляют на различные периоды времени (месяц, квартал, год); в случае необходимости — на зимний, летний периоды и т. п. Они должны отвечать следующим требованиям:

быть прогрессивными, т. е. ориентироваться на освоение новой техники, внедрение более совершенной технологии, повышение уровня организации и культуры производства, отражать последние научные достижения, учитывая реально достижимые оптимальные условия работы электростанции;

исходить из передовых методов эксплуатации, учитывать исправное состояние оборудования;

учитывать эффективность реконструктивных и других организационно-технических мероприятий; при отсутствии таковых — быть не хуже показателей, уже достигнутых на данной или другой аналогичной электростанции.

Методы нормирования

Тепловая экономичность электростанции определяется в основном типом установленного на ней оборудования и режимами его работы. Поэтому основой для технического нормирования являются: нормативные характеристики оборудования; характерные графики электрической и тепловой нагрузок; графики капитальных и текущих ремонтов основного оборудования; календарный план проведения реконструкции и модернизации оборудования, внедрения организационно-технических

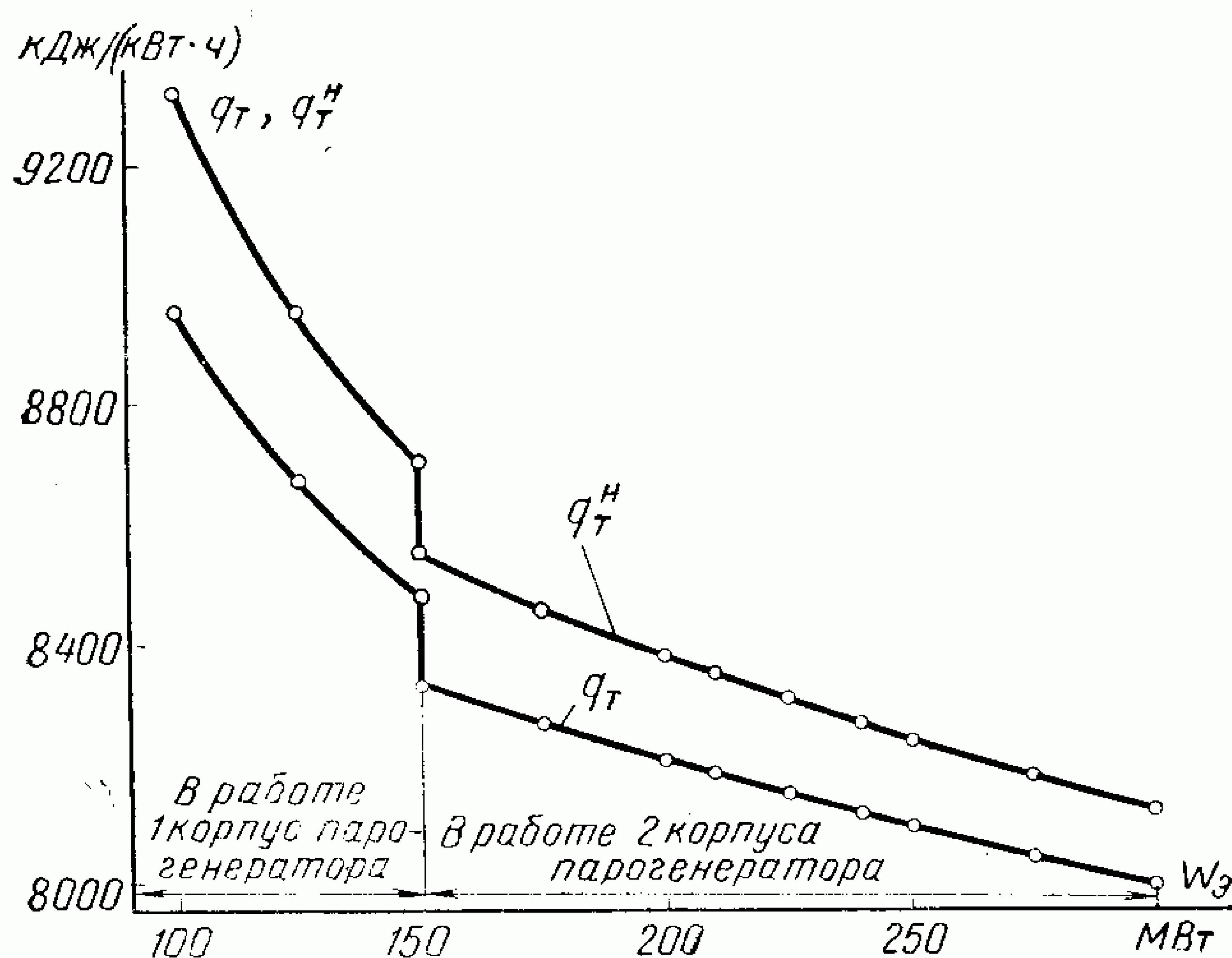


Рис. 24-5. Нормативный удельный расход тепла брутто и нетто на турбоустановку К-300-240 ЛМЗ.

мероприятий для экономии топлива с оценкой их эффективности.

Нормативными называются характеристики, устанавливающие нормы различных показателей в зависимости от мощности (теплопроизводительности) агрегата. В качестве нормативных используются обычно типовые характеристики.

Под типовой понимается характеристика, устанавливающая средние нормы различных показателей для агрегатов данного типа. Она составляется на основе обобщения результатов ряда представительных испытаний однотипных агрегатов. Типовая характеристика отражает технически достижимую экономичность агрегата. Должны быть оговорены все параметры и условия, при которых построены нормативные характеристики. Для облегчения и упрощения нормирования удельных расходов топлива должны быть заранее составлены нормативные характеристики по отдельным агрегатам и нормированы следующие зависимости: удельных расходов тепла брутто и нетто на конденсационные турбоагрегаты — от их мощности; удельных расходов тепла на выработку электроэнергии по конденсационному циклу — от конденсационной мощности теплофикационных турбоагрегатов; удельных расходов тепла на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу — от мощности теплофикационных турбоагрегатов; собственного расхода электроэнергии — от конденсационной мощности; к. п. д. брутто и нетто парогенераторов — от их нагрузки.

Составлению указанных зависимостей предшествует составление нормативных характеристик по промежуточным техническим показателям (вакуум, температура питательной воды, температура уходящих газов, собственные расходы тепла и электроэнергии по отдельным группам механизмов и др.).

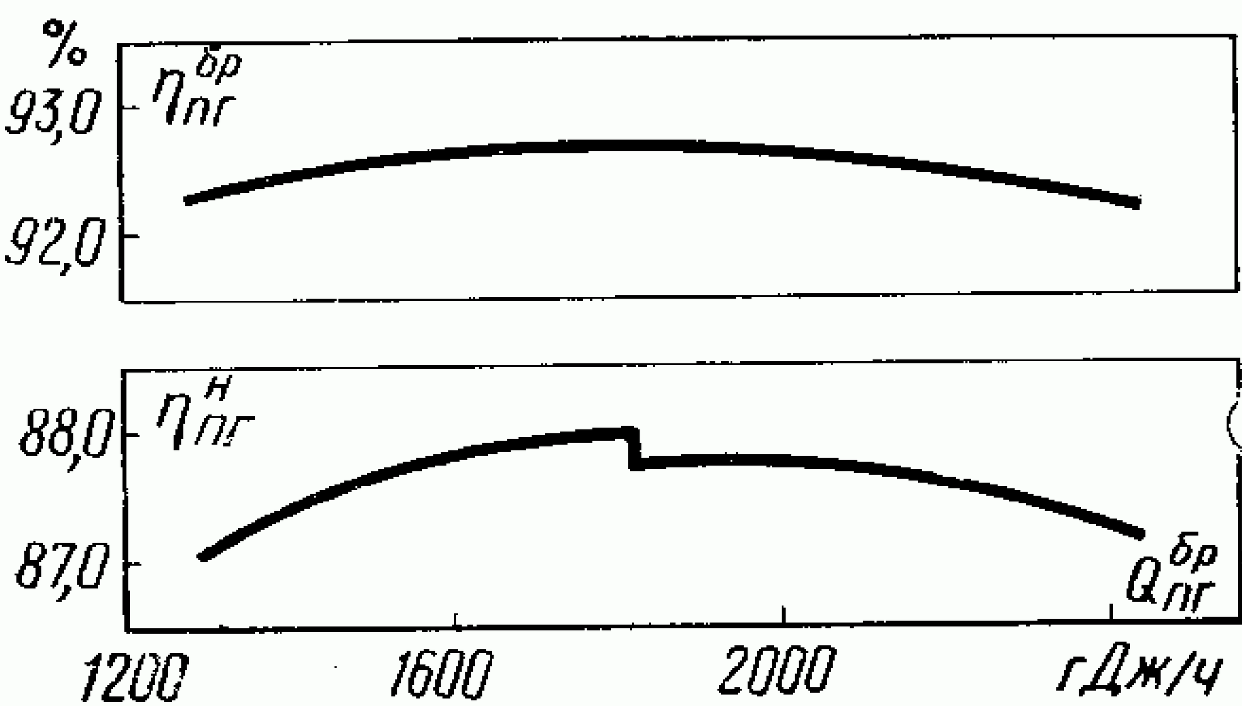


Рис. 24-6. Нормативный к. п. д. брутто и нетто парогенератора ТГМП-114.

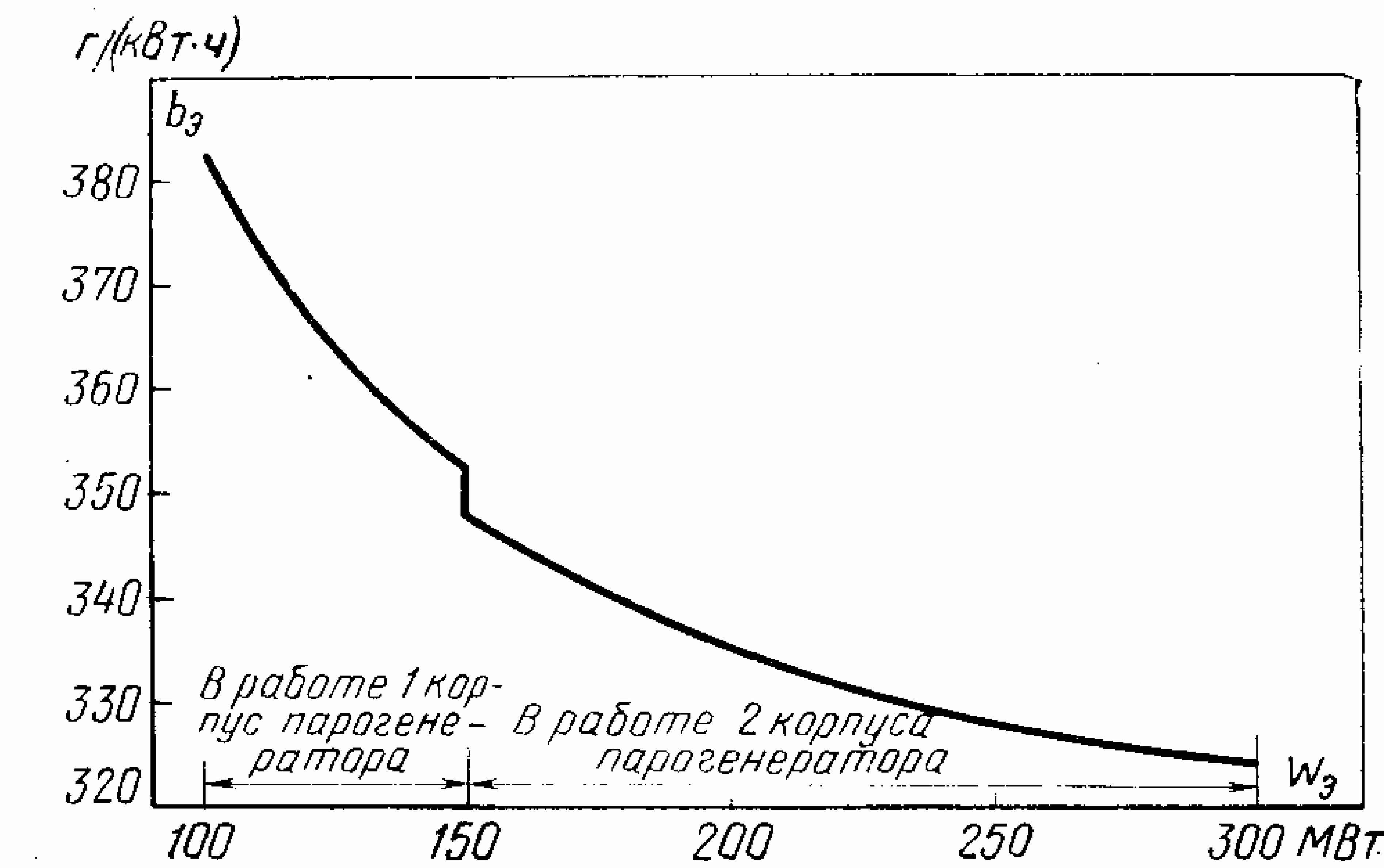


Рис. 24-7. Нормативный удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию энергоблока 300 МВт.

В случае изменения условий работы оборудования по причинам, не зависящим от персонала электростанции (переход на сжигание другого вида топлива, изменение отпуска тепла из отборов турбин, изменение температуры наружного воздуха и воды в источнике водоснабжения и т. п.), нормативные характеристики корректируют внесением соответствующих поправок, которые определяются на основе результатов испытаний либо расчетным путем.

На рис. 24-5—24-7 показаны графики нормативных показателей турбоагрегата, парогенератора и энергоблока в целом.

Удельный расход условного топлива на отпущенную энергоблоком электроэнергию определен при следующих условиях:

1) давление свежего пара перед турбиной 24 МПа;
2) температура свежего пара 540°С;
3) сопротивление тракта промежуточного перегрева при работе обоих корпусов парогенератора 12,5% давления перед отсечными клапанами цилиндра среднего давления турбины;
4) температура охлаждающей воды на входе в конденсатор 12°С;
5) расход охлаждающей воды 36 000 м³/ч;
6) топливо — высокосернистый мазут с низшей теплотой сгорания 41 000 кДж/кг;
7) температура холодного воздуха перед дутьевыми вентиляторами 20°С;
8) температура воздуха за калориферами 70°С;
9) пар на калориферы поступает из V отбора турбины;
10) введен допуск на эксплуатационные условия в размере 1,5%.

Отчетность электростанции

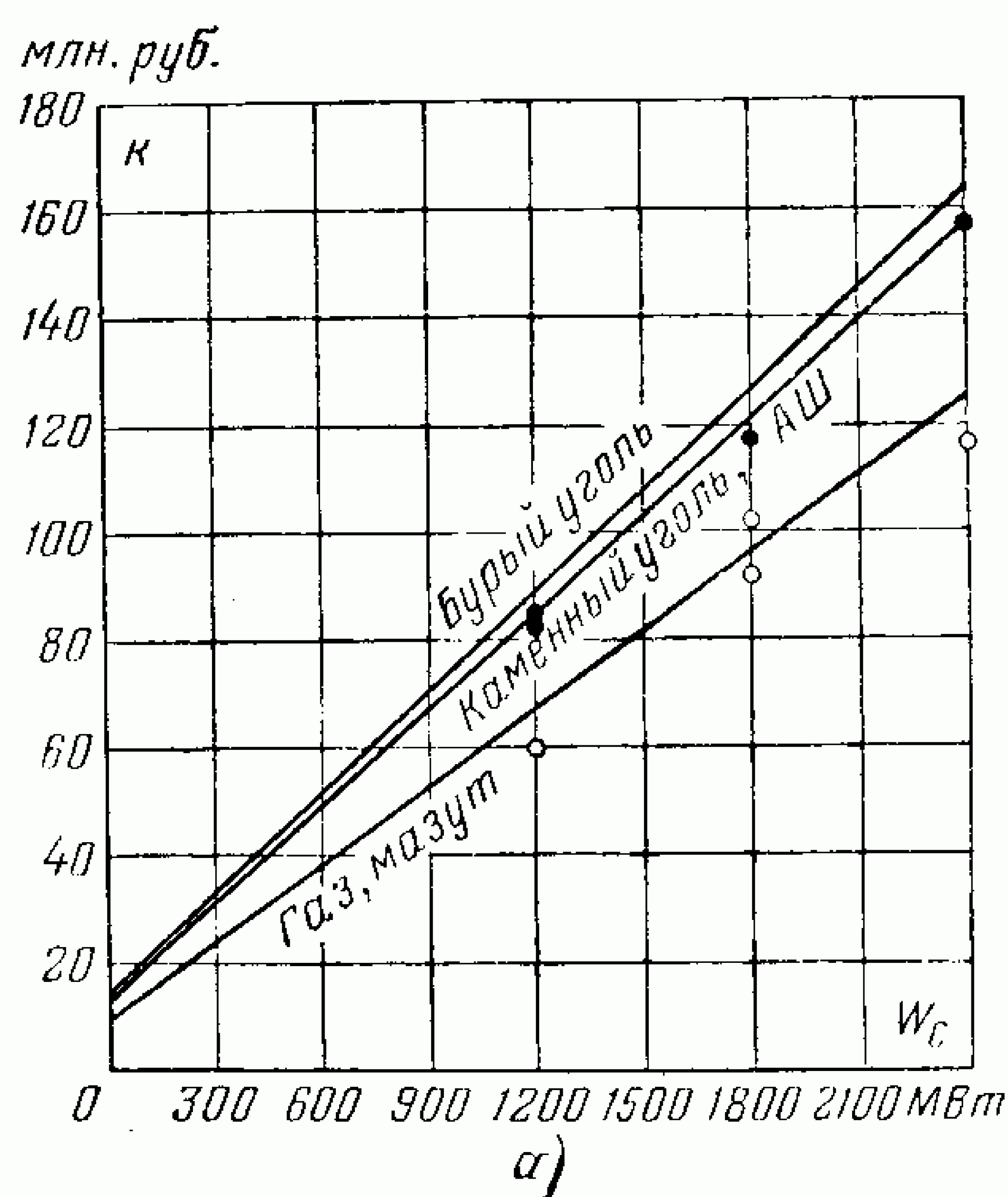
Все электростанции Министерства энергетики и электрификации СССР мощностью 50 МВт и выше составляют технический отчет о тепловой экономичности работы по единой форме № III-тех (Энерго). Отчет по этой форме составляется ежемесячно и за год в целом. В Инструкции по составлению отчета по формуле № III-тех (Энерго) изложены методические положения и приведены расчетные формулы для определения необходимых показателей. Форма состоит из пяти разделов.

Первый раздел содержит общие основные показатели работы электростанции и отдельных групп оборудования за отчетный период: выработку и отпуск электроэнергии, отпуск тепла, удельные расходы топлива на

отпуск электро- и теплоэнергии, собственный расход электроэнергии.

Второй раздел содержит показатели турбоагрегатов. По каждому турбоагрегату указываются: выработка электроэнергии, средняя электрическая нагрузка, отпуск тепла из регулируемых отборов и противодавления; параметры свежего и отработавшего пара, пара промперегрева, пара регулируемых отборов, температура питательной воды, температурный напор в конденсаторе, число пусков, удельный расход тепла брутто и т. д. Указываются не только фактические показатели, но и нормативные, соответствующие средним электрическим и тепловым нагрузкам за отчетный период.

В целом по каждой группе турбоагрегатов определяется перерасход топлива из-за отклонения фактических показателей от нормативных и указывается в форме. Перерасход топлива определяется из-за пониженных параметров свежего пара и пара промперегрева, повышенного давления в регулируемых отборах, пониженного вакуума в конденсаторах турбин, пониженной температуры питательной воды, повышенных собственных расходов электроэнергии и тепла, вынужденных остановок агрегатов.



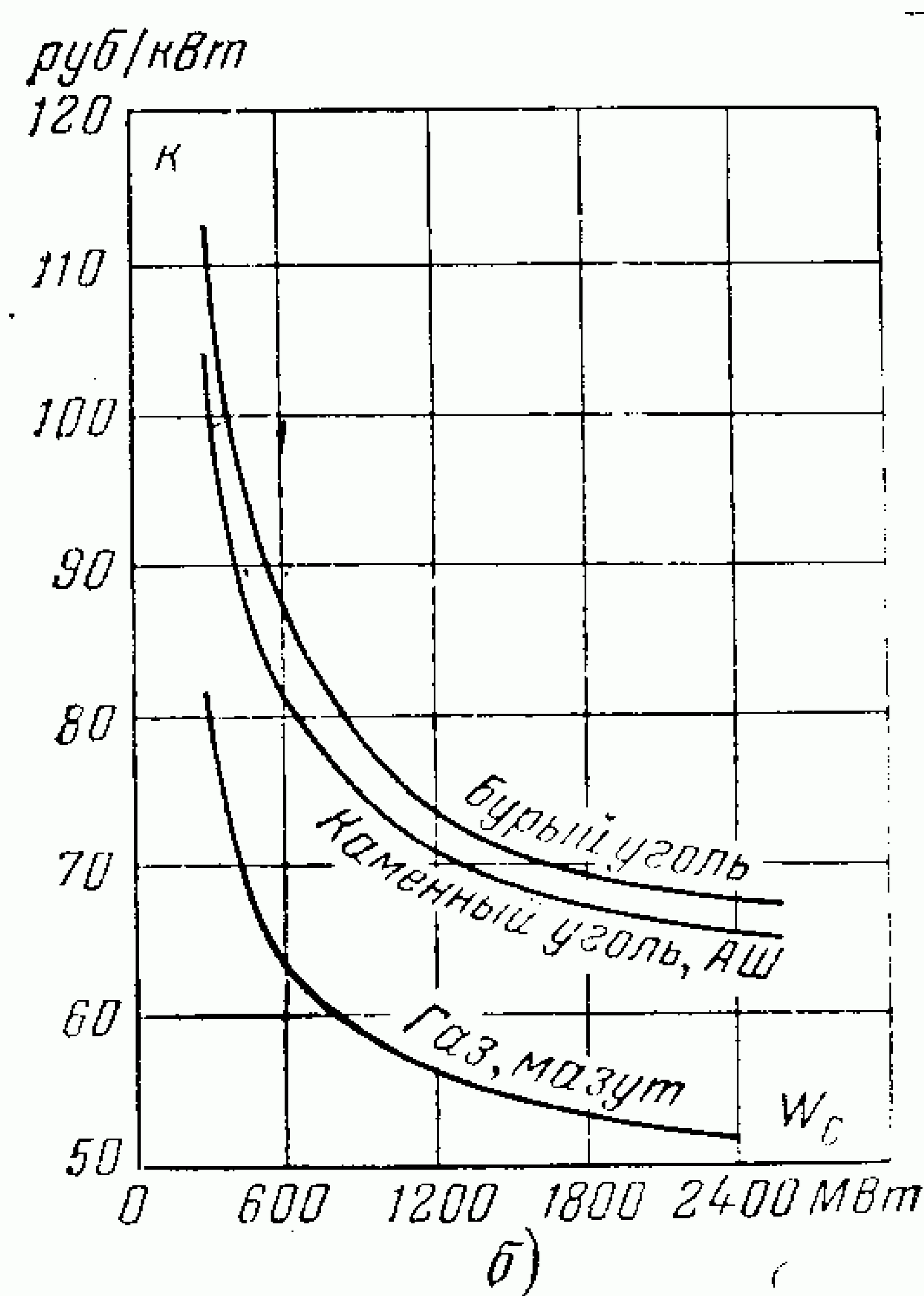


Рис. 24-8. Приближенная зависимость общих (*а*) и удельных (*б*) капиталовложений в производственные объекты электростанции с энергоблоками **300 МВт от ее мощности W_c при различных видах топлива.**

В *третьем разделе* приведены показатели парогенераторов. По каждому из них указываются фактические и нормативные показатели, характеризующие тепловую экономичность: средняя паровая и тепловая нагрузки, температуры уходящих газов, температура холодного воздуха на входе в парогенератор, коэффициент избытка воздуха за ним, присосы воздуха в газовый тракт, содержание горючих в уносе и шлаке, потери тепла парогенератора, к. п. д. брутто и др. В целом по группе парогенераторов указываются к. п. д. нетто и собственные расходы электроэнергии и тепла. Определяется перерасход топлива из-за отклонения фактических показателей от нормативных: повышенной температуры уходящих газов, присосов воздуха в газовый тракт, повышенных потерь тепла от механической и химической неполноты сгорания, вынужденных остановок, повышенных собственных расходов электроэнергии и тепла.

Четвертый раздел содержит данные о пароводяном балансе и внутристанционных потерях конденсата.

В *пятом разеделе* приведены по каждой группе оборудования и электростанции в целом суммарные отклонения полного и удельного фактического расхода топлива от нормативного.

Таким образом, данные формы № III-тех (Энерго), являясь сводкой отчетности электростанций, содержат также анализ тепловой экономичности ее работы с количественной оценкой влияния отдельных эксплуатационных факторов.

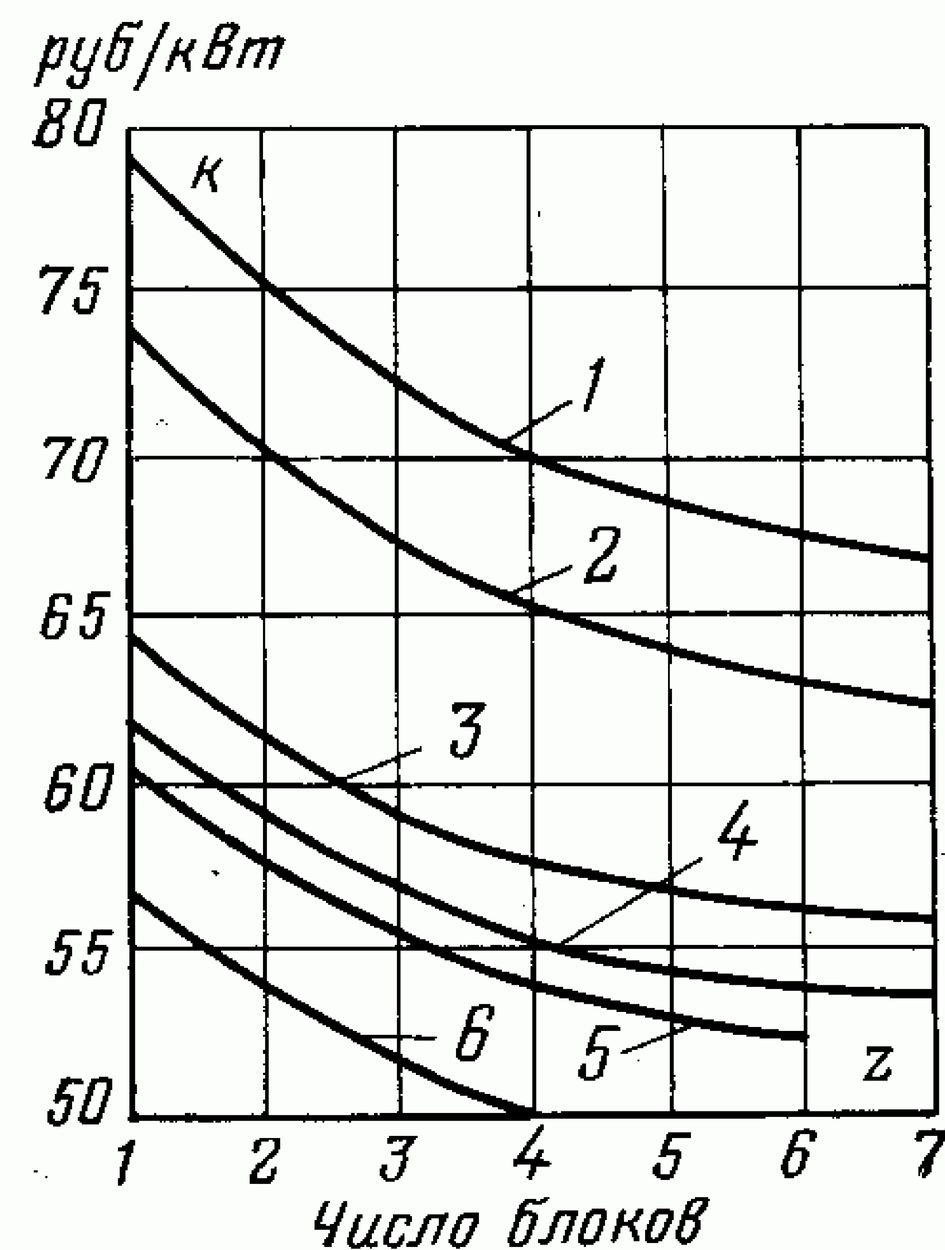


Рис. 24-9. Зависимость стоимости установленного киловатта от числа и мощности энергоблоков.

1 — 200 МВт; *2* — 300 МВт; *3* — 500 МВт с двухвальным турбоагрегатом; *4* — 500 МВт с одновальным турбоагрегатом; *5* — 600 МВт; *6* — 800 МВт.

24-5. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Экономичность ТЭС характеризуется капиталовложениями K, руб., эксплуатационными расходами (издержками производства) $И$, руб/год, обобщающей их величиной *годовых расчетных затрат*

$$З = E_н K + И, \text{ руб/год},$$

где $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (принимаемый в энергетике равным 0,12).

Соответствующие удельные показатели: *удельные капиталовложения,* руб/кВт,

$$к = \frac{K}{W_{уст}}; \qquad (24\text{-}25)$$

себестоимость отпущенной электроэнергии за годовой период, коп/(кВт·ч),

$$c_э = \frac{И \cdot 10^2}{Э_о}; \qquad (24\text{-}26)$$

удельные расчетные затраты (за годовой

период), коп/(кВт·ч),

$$з_э = \frac{З \cdot 10^2}{Э_о}, \qquad (24\text{-}27)$$

где $Э_о = Э(1 - э_{с.н})$ — годовой отпуск электроэнергии, кВт·ч/год; $Э$ — годовое производство электроэнергии, кВт·ч/год; $э_{с.н}$ — относительная величина (доля) собственного расхода электроэнергии.

Величина капиталовложений, руб., выражается приближенно линейной зависимостью от электрической мощности ТЭС $W_с = \Sigma z_а W_а$, где $z_а$ — число агрегатов (энергоблоков) данного типа мощностью $W_а$ (рис. 24-8,*а*):

$$K = K_0 + к_с W_с = K_0 + к_с \Sigma z_а W_а. \qquad (24\text{-}28)$$

Удельные капиталовложения, руб/кВт,

$$к = \frac{K}{W_с} = \frac{K_0}{\Sigma z_а W_а} + к_с \qquad (24\text{-}29)$$

при принятой закономерности изменяются по гиперболе с мощностью электростанции (рис. 24-8,*б*), ее агрегатов (энергоблоков) и их числом (рис. 24-9). Удельные капиталовложения зависят, кроме того, от вида топлива, а также от местных условий — систем водоснабжения, топливного хозяйства, очистки дымовых газов, особенностей площадки электростанции и др.

Годовые издержки и себестоимость отпущенной энергии составляются соответственно из: *затрат на топливо* $И_т$ и $c_т = \frac{И_т}{Э_о}$; *амортизационных отчислений* на капитатальные вложения $И_а$ и $c_а = И_а/Э_о$, включающих стоимость капитального ремонта и модернизации («реновации») оборудования и сооружений ТЭС; *прочих эксплуатационных расходов* $И_э$ и $c_э = И_э/Э_о$, определяемых стоимостью текущего ремонта, зарплатой персонала и разными расходами (смазочные, обтирочные и другие материалы, транспорт и т. д.).

Таким образом,

$$И = И_т + И_а + И_э$$

и

$$c_{ээ} = c_т + c_а + c_э.$$

Годовая стоимость топлива

$$И_т = В_г s_т,$$

где $В_г$ — годовой расход топлива, т/год; $s_т$ — стоимость топлива, руб/т.

Годовой расход топлива $В_г$ определяется в эксплуатации непосредственными измерениями, при проектировании — соответствующими расчетами, учитывающими характеристики оборудования и его нагрузку.

Приближенно можно подсчитать годовой расход топлива $В_г$ по его расходу $В_м$ при работе с номинальной мощностью и с использованием ее в течение года $T_м = 7500$ ч/год, с поправками на пониженное использование мощности в году, а именно:

$$В_г = В_м \beta \frac{100 - \gamma э_{с.н}}{100 - э_{с.н}},$$

где для энергоблоков мощностью 300 МВт и ниже, в зависимости от числа часов использования их номинальной мощности в пределах от 7500 до 3000 ч/год, $\beta = 1{,}0 \div 1{,}1$ и $\gamma = 1{,}0 \div 1{,}3$ для АШ; $\beta = 1{,}0 \div 1{,}07$ и $\gamma = 1{,}0 \div 1{,}4$ для природного газа.

Стоимость («замыкающие затраты») условного топлива составляет в зависимости от района Советского Союза, вида топлива и способа добычи угля (шахтного или открытого в карьерах): уголь — от 23 до 2,5 руб/т (наиболее дешевые — канско-ачинские угли в Красноярском крае, Западной Сибири и Иркутской области — от 2,5 до 7,5 руб/т и экибастузский уголь — 11 руб/т в Северном Казахстане); мазут — от 14 до 22,5 руб/т; природный газ — от 16,5 до 24,5 руб/т.

Амортизационные *отчисления на капитальные вложения*

$$И_а \approx p_а K,$$

где $p_а$ — коэффициент амортизации, который можно определить в приближенных расчетах по формуле

$$p_а = a + bT_{раб} \cdot 10^{-4},$$

$T_{раб}$ — число часов работы ТЭС, изменяется в пределах от 6000 здесь до 4000 ч/год. При $T_{раб} > 6000$ значение $p_а$ определяется для $T_{раб} = 6000$, а при $T_{раб} < 4000$ — для $T_{раб} = 4000$ ч/год; a и b — коэффициенты, равные в зависимости от мощности установки (до 800 МВт) при малозольном твердом топливе и газе: a — от 4,75 до 5,4; b — от 1,5 до 2,3. При многозольном топливе коэффициент a увеличивают на 0,2, b — на 0,4.

Соответственно

$$c_а = \frac{И_а}{Э_о} = \frac{p_а K}{W_м^н T_м} \approx \frac{p_а K}{W_м (1 - э_{с.н}) T_м}$$

или

$$c_а \approx \frac{p_а K}{W_{уст} (1 - э_{с.н}) T_{уст}} = \frac{p_а к}{(1 - э_{с.н}) T_{уст}},$$

где $T_м$ и $T_{уст}$ — число часов использования максимальной и установленной мощности нетто.

Годовые эксплуатационные издержки $И_э$ *на персонал,* текущий ремонт и прочие обще-

станционные расходы можно подсчитать по выражению

$$И_э = nWO_{ср} + И_{т.р} + И_{пр},$$

где n — штатный коэффициент, чел/МВт; W — мощность электростанции, МВт; $O_{ср}$ — среднегодовая зарплата с начислениями одного работника примерно 1200—1600 руб/(чел×год).

Штатный коэффициент n в зависимости от вида топлива, мощности агрегатов 150—800 МВт и их числа изменяется примерно в пределах от 0,9 до 0,17 чел/МВт. Затраты на текущий ремонт $И_{т.р}$ составляют 20% амортизационных отчислений. Значение $И_{пр}$ составляет приближенно 20—30% затрат на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату.

При этом $c_э = \dfrac{И_э}{Э_о}$.

Удельные расчетные затраты $з_{э.э}$ можно также представить в виде суммы *затрат на топливо* $з_т$, *отчислений на капитальные вложения* $з_к$, эксплуатационных *затрат на персонал, текущий ремонт и прочие расходы* $з_э$, т. е.

$$з_{э.э} = з_т + з_к + з_э.$$

Если стоимость топлива $s_т$ определена по расчетным затратам, включая расходы на транспорт, то $з_т = c_т$, кроме того, $з_э = c_э$ можно получить, что

$$з_{э.э} = c_т + c_э + \left(1 + \frac{E_н}{p_а}\right) c_а = c_{э.э} + \frac{E_н}{p_а} c_а$$

или

$$\frac{з_{э.э}}{c_{э.э}} = 1 + \frac{E_н}{p_а} \frac{c_а}{c_{э.э}},$$

где $p_а \approx 0{,}07 \div 0{,}10$; $E_н = 0{,}12$.

Удельные капиталовложения на ТЭЦ выше, чем на КЭС с такой же электрической мощностью, что объясняется большим расходом пара и топлива, большей сложностью теплофикационных турбоустановок, большими размерами парогенераторов, систем трубопроводов, топливного хозяйства и других элементов электростанции. Нужно иметь в виду еще то, что от отопительных ТЭЦ требуется обычно развитие полной электрической мощности также и при отсутствии тепловых нагрузок, т. е. при конденсационном режиме. При отнесении экономических показателей ТЭЦ в отдельности на электрическую и тепловую энергию расход топлива делят на эти виды энергии:

$B_э = \beta_э B = (1 - \beta_т) B$ — расход топлива на электрическую энергию;

$B_т = \beta_т B$ — то же на тепловую энергию; B — общий расход топлива на ТЭЦ; все значения B — в т/год.

Издержки производства ТЭЦ, подобно расходу топлива, распределяют между обоими видами энергии.

Капиталовложения для ТЭС можно разделить условно на следующие части:

А — общестанционные, включающие водоснабжение, топливное, масляное, зольное и транспортное хозяйство, связь, инженерные сети, мастерские, лаборатории, складские, административные, временные сооружения; сюда же относят затраты на освоение и планировку площадки, проектирование, подготовку кадров и т. д.;

Б — оборудование главного корпуса — турбоагрегаты и парогенераторы с их вспомогательным оборудованием и трубопроводами; здание главного корпуса, в котором находится это оборудование;

В — общее оборудование главного корпуса — грузоподъемные механизмы, устройства промывки парогенераторов; часть здания главного корпуса, включающая монтажные площадки; химводоочистка и т. д.;

Г — основная электрическая часть ТЭС — повышающие трансформаторы, главное электрическое распределительное устройство.

Если принять общие капиталовложения по ТЭС в европейской части СССР с 8 энергоблоками 300 МВт за 100%, то процентное распределение капиталовложений для ТЭС блочной структуры на каменном угле ($Q^р_н = 23\,000 \div 27\,000$ кДж/кг) можно представить ориентировочно данными, приведенными в табл. 24-2.

Таблица 24-2

Число и тип турбоагрегатов	Общестанционная часть А			Главный корпус и ХВО		Г	Всего
	Всего (включая дымовые трубы)	В том числе: топливное хозяйство	В том числе: техническое водоснабжение	Б	В		
4×К-200-130	40	4	12	52	4,5	7	103,5
8×К-300-240	27	2,8	9	63,2	2,8	7	100,0
6×К-500-240	25	2,6	8,5	60,5	2,5	7	95,0
4×К-800-240	25	2,6	8	58,5	2,5	7	93,0

К общим капиталовложениям вводятся поправочные коэффициенты: для ТЭС на буром угле 1,02; на газомазутном топливе 0,90; для ТЭС на Урале, в Казахстане, Западной Сибири 1,05; в Центральной и Восточной Сибири 1,15.

В табл. 24-3 приведено процентное распределение общих затрат на ТЭС по отдельным их видам.

Таблица 24-3

Число и тип турбоагрегатов	Виды затрат, %				Всего
	оборудование	монтажные работы	строительные работы	прочие	
4×К-200-130	42	12	46	3	103
8×К-300-240	46	12	39	3	100
6×К-500-240	43	12	37	3	95
4×К-800-240-2	42	11	37	3	93

Затраты на энергоблоки КЭС, %, распределяются в среднем так:

Теплотехническое оборудование . . . . 65—70
Электрическое оборудование 10
Строительная часть, включая тепловую изоляцию и обмуровку . . . . 25—20

Общая стоимость теплотехнического оборудования пылеугольного энергоблока с начальными параметрами 24,0 МПа, 560/565°С распределяется примерно так, %:

Теплотехническое оборудование . . . . 65—70
Электротехническое оборудование 10
Строительная часть, включая тепловую изоляцию и обмуровку . . . . 25—20
Парогенератор 35
Вспомогательное оборудование парогенераторной установки (пылеприготовление, газоочистка, удаление шлака и золы из парогенератора, тягодутьевая установка) 10
Турбоагрегат с конденсатором, регенеративной подогревательной установкой, масляным хозяйством, трубопроводами 25
Питательные насосы, деаэраторы, химическое обессоливание конденсата 6
Трубопроводы, включая пускосбросные РОУ и БРОУ 12
Автоматика и контрольно-измерительные приборы, с установкой информационно-вычислительной машины (ИВМ) 12

Проектные удельные показатели КЭС с различными энергоблоками приведены в табл. 24-4.

Таблица 24-4

Показатели	Число, мощность энергоблоков и КЭС				
	8×150= =1200	6×200= =1200	8×300= =2400	6×500= =3000	4×800= =3200
Удельные капиталовложения, %	100	92	82,5	77,5	75
Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт×ч)	380	370	338	330	327

Таблица 24-5

Общая мощность, число и мощность энергоблоков	Вид топлива	Стоимость				
		общая	в том числе, %			
		руб/кВт / %	строительные работы	оборудование	монтаж	прочие затраты
1200=6× ×200	КУ(Т и Д)	130,4 / 100	47,2	37,9	12,2	2,7
	БГУ	134,4 / 100	47,3	37,8	12,1	2,8
	ГМ	112,7 / 100	47,5	36,4	13,2	2,9
2400=8× ×300	КУ ГСШ	133,9 / 100	42,4	42,4	12,7	2,5
	ЭКУ	137,4 / 100	42,6	43,0	11,9	2,5
	ГМ	116,5 / 100	41,8	41,7	13,8	2,7
4000=8× ×500	ЭКУ	128,0 / 100	42,9	42,9	12,4	2,4
	КАБУ	132,1 / 100	40,8	43,9	12,9	2,4
4800=6× ×800	КАБУ	128,4 / 100	42,4	43,8	11,4	2,4
3600=4× ×300+3× ×800	ГМ	118,0 / 100	42,6	41,7	13,1	2,6

Примечание. КУ — каменный уголь; БГУ — бурый гусиноозерский уголь; ГМ — газомазутное топливо; ЭКУ — экибастузский каменный уголь; КАБУ — канско-ачинский бурый уголь.

Удельная стоимость установленного киловатта конденсационных электростанций и распределение ее по отдельным видам затрат даны в табл. 24-5.

Удельная стоимость установленного киловатта и распределение затрат для крупных ТЭЦ приведены в табл. 24-6.

Распределение затрат на электростанции между отдельными их частями, в процентах от общих затрат, приведены в табл. 24-7.

Удельная численность — штатный коэффициент, чел/МВт, персонала конденсационных электростанций — приведена в табл. 24-8.

Удельная численность эксплуатационного персонала (штатный коэффициент) КЭС 4000 МВт составляет, чел/МВт:

Число и мощность энергоблоков, МВт	Топливо	
	Уголь	Газ, мазут
8×500	0,28	0,21
5×800	0,27	0,20

Персонал теплоэлектроцентрали 500 МВт имеет следующую удельную численность — штатный коэффициент, чел/МВт (табл. 24-9).

Таблица 24-6

Общая мощность, число и тип турбоагрегатов	Вид топлива	Стоимость: Общая, руб/кВт / %	В том числе, %: строительные работы	оборудование	монтаж	прочие затраты
Промышленно-отопительные ТЭЦ						
420; 2×ПТ-60-130+3×Т-100-130	Уголь	229,4 / 100	47,7	36,3	13,7	2,3
	ГМ	199,0 / 100	48,7	35,0	13,9	2,4
770; 2×ПТ-135/165-130+2Р(100-130+3Т-100-130	Уголь	220,1 / 100	43,8	39,6	14,2	2,4
	ГМ	186,0 / 100	44,5	38,4	14,6	2,5
Отопительные ТЭЦ						
500; 5×Т-100-130	ГМ	199,3 / 100	48,9	34,4	14,0	2,7
1000; 4×Т-250-240	ГМ	180,6 / 100	44,8	38,9	13,5	2,8

Примечание. ГМ — газомазутное топливо.

Таблица 24-7

Объект	КЭС*	ТЭЦ**
Главный корпус	45,1—53,1	43,2—51,6
Техническое водоснабжение	7,6—10,2	3,8—12,4
Химическая водоочистка	0,4—1,2	0,7—3,9
Топливное хозяйство	2,3—10,7	3,1—7,8
Гидрозолошлакоудаление	1,6—2,5	0,9—2,0
Дымовые трубы	0,6—4,9	0,7—1,7
Электротехнические устройства	4,0—6,0	2,9—5,7
Транспортное хозяйство	3,0—7,3	3,2—4,4
Подготовительные работы	5,1—6,9	5,8—10,0
Разные затраты	6,8—12,0	8,1—13,8
Непредвиденные расходы	9,1	9,1
Пиковые водогрейные котельные	—	1,0—2,9

* Конденсационные электростанции приняты мощностью от 1200 до 4800 МВт с энергоблоками от 200 до 800 МВт на углях донецких, экибастузских, гусиноозерских, канско-ачинских и газомазутном топливе.

** ТЭЦ приняты промышленно-отопительные электрической мощностью от 160 до 770 МВт с турбоагрегатами ПТ-60, ПТ-135/165, Т-100, Р-50 и Р-100 на угле и газомазутном топливе и отопительные мощностью от 300 до 1000 МВт с турбоагрегатами Т-100 и Т-250 на газомазутном топливе.

Для ТЭЦ 1000 и 1500 МВт штатный коэффициент составляет около 0,90 и 0,80 его значения для ТЭЦ 500 МВт. Средняя месячная заработная плата (без премий и начислений) для работников КЭС и ТЭЦ составляет, руб/(чел·мес):

Персонал	КЭС	ТЭЦ
Инженеры и техники	166	147
Служащие	92	92
Рабочие и младший обслуживающий персонал	105	99

Таблица 24-8

Персонал	1200=6×200: Уголь	1200=6×200: Мазут	2400=8×300: Уголь	2400=8×300: Мазут
	Мощность КЭС, МВт, число и мощность энергоблоков; Вид топлива; Штатный коэффициент, чел/МВт			
Всего	1,35	1,20	1,01	0,81
В том числе:				
ремонтный	0,75	0,71	0,60	0,49
эксплуатационный	0,44	0,34	0,30	0,23
инженеры и техники	0,16	0,15	0,11	0,09

Таблица 24-9

Персонал	Топливо: Уголь каменный	Уголь бурый	Газ, мазут
	Штатный коэффициент, чел/МВт		
Весь	2,11	2,15	1,63
В том числе:			
ремонтный	0,86	0,88	0,69
эксплуатационный	0,96	0,98	0,70
инженеры и техники	0,29	0,29	0,24

24-6. ЗАВИСИМОСТЬ СТОИМОСТИ ЭНЕРГИИ ОТ РЕЖИМА РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Себестоимость отпущенной электрической энергии:

$$c_{э.э} = \frac{И}{Э_о}, \qquad (24\text{-}30)$$

где $И$ — годовые издержки производства; $Э_о = (1 - э_{с.н})Э$ — отпуск электроэнергии; $Э$ — выработка электроэнергии; $э_{с.н}$ — доля собственного расхода электроэнергии на электростанции.

Годовые издержки производства, руб/год, можно выразить формулой

$$И = A_0 + B_0 M + C_0 Э, \qquad (24\text{-}31)$$

где M — число машино-часов; A_0, B_0 и C_0 — коэффициенты.

В приведенной формуле первое слагаемое определяется постоянными расходами, не зависящими от режима работы электростанции (отчисления на капитальные вложения и др.); второе — расходами, зависящими от числа машино-часов в году, в основном расходами на холостой ход агрегатов; третье — выработкой электроэнергии, преимущественно затратами на топливо.

Годовая выработка электроэнергии

$$Э = W_{уст} T_{уст} = W_{уст} g_{уст} \cdot 8760 =$$
$$= M W^{а}_{ср} = f^{а}_{ср} W_{а} M.$$

Себестоимость электроэнергии выразится так:

$$c = \frac{A_0}{(1-Э_{с.\,н})\,8760 W_{уст}\, g_{уст}} + \frac{B_0}{(1-Э_{с.\,н})\, W_а\, f^а_{ср}} + \frac{C_0}{1-Э_{с.\,н}},$$

или, коп/(кВт·ч),

$$c_{ээ} = \frac{a_0}{g_{уст}} + \frac{b_0}{f^а_{ср}} + c_0, \qquad (24\text{-}32)$$

т. е. для данной установки себестоимость энергии тем ниже, чем выше коэффициенты использования установленной мощности $g_{уст}$ и средней загрузки агрегатов $f^а_{ср}$.

Величина c_0 характеризует в основном полезную топливную составляющую себестоимости отпускаемой энергии.

Затраты на холостой расход учитываются вторым слагаемым формулы, и они тем меньше, чем больше средняя загрузка агрегатов (энергоблоков). Первое слагаемое характеризует долю постоянных расходов, тем меньшую, чем больше использование установленной мощности электростанции.

Расчетные значения топливной составляющей для электростанции с 8 энергоблоками различной мощности на разном топливе при разном использовании установленной мощности $T_{уст}$ изменяются от примерно 49,0 до примерно 73% общей себестоимости энергии.

В общей сумме остальных расходов амортизация составляет 62—65%; текущий ремонт 11—12%: заработная плата 3—5%; общестанционные и прочие расходы 20—23%.

Ежегодные и удельные расчетные затраты $З_г$, руб/год, и $з_г$, коп/(кВт·ч), в зависимости от режимных коэффициентов работы электростанции выражаются формулами, аналогичными формулам (24-31) и (24-32), а именно:

$$З_г = A + BM + CЭ \qquad (24\text{-}31а)$$

и

$$з_г = \frac{a}{g_{уст}} + \frac{b}{f^а_{ср}} + c. \qquad (24\text{-}32а)$$

Слагаемые в формулах (24-31) и (24-31а), (24-32) и (24-32а) имеют аналогичный смысл. Так как расчетные затраты включают дополнительные отчисления на капиталовложения, очевидно, что $A > A_0$ и $a > a_0$.

Относительная величина топливной составляющей себестоимости электроэнергии конденсационной электростанции с 8 энергоблоками по 300 МВт, в зависимости от вида топлива, годового числа часов использования установленной мощности характеризуется данными, приведенными в табл. 24-10.

Таблица 24-10

Вид топлива	Число часов использования $T_{уст}$, ч/год: 7000	3000
	Относительная величина топливной составляющей	
Каменный уголь	102,6	107,5
Бурый уголь	103,0	108,0
АШ	106,5	111,5
Газ	100,0	103,6
Мазут	101,3	105,0

24-7. ЗАМЫКАЮЩИЕ ЗАТРАТЫ В ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТАХ

Районирование топлива

В Советском Союзе на период 1975—1985 гг. следующие виды топлива имеют наибольшее значение: донецкий и кузнецкий, канско-ачинский и экибастузский угли, тюменский и среднеазиатский природный газ, мазут.

На электростанциях большинства районов европейской части Советского Союза используют донецкие и кузнецкие, частично экибастузские энергетические угли, мазут и газ. В отдельных районах, кроме того, применяют: подмосковный уголь (районы Москвы, Тулы, Рязани), печорский и воркутский уголь (отдельные районы на Севере); фрезерный торф (районы городов Горького, Минска и др.); сланцы (Эстония).

На Урале используют кузнецкие и экибастузские, местный челябинский и кизеловский угли, газ, мазут; в Средней Азии — газ, мазут, частично местные угли.

На электростанциях Казахстана применяют угли экибастузские, карагандинские; в Западной и Центральной Сибири используют угли кузнецкие, канско-ачинские, частично газ, мазут; в Восточной Сибири канско-ачинский, минусинский, черемховской и другие угли.

На европейской территории СССР уголь добывают шахтным способом, на Востоке — открытым способом (экибастузские, канско-ачинские, частично кузнецкие угли). Стоимость открытой добычи угля значительно ниже, чем закрытой (шахтным способом).

Замыкающие затраты на топливо

В технико-экономических расчетах разницу в расходах топлива в сравниваемых вариантах учитывают *замыкающими затратами* на дополнительно потребляемое топливо.

Замыкающим топливом страны в 1975—1980 гг. предполагаются угли: донецкий (Украина, Кавказ, Нижнее Поволжье); донецкий и кузнецкий (Центральный черноземный район — ЦЧР, Белоруссия, Литва), печорский (Мурманская область, Коми АССР), экибастузский и кузнецкий (Южный Урал), кузнецкий (Центр, Латвия, Эстония, Западный Казахстан и другие районы).

До 1980 г. донецкий и кузнецкий замыкающие угли имеют приведенные затраты 19—21 и 9—11 руб/т условного топлива (с погрешностью около 2 руб/т).

Для природного газа и мазута имеются замыкающие потребители: в большинстве европейских районов — электростанции; в Сибири из-за резкого дефицита этих топлив — котельные или промышленные печи некоторых типов. Замыкающие затраты в 1975—1980 гг. составляют в зависимости от района страны: на природный газ от 14—16 до 25—27 руб/т, на мазут от 13—15 до 26—28 руб/т.

В Сибири, Казахстане и на Дальнем Востоке в 1975—1980 гг. замыкающими являются угли кузнецкий, экибастузский, минусинский, черемховский и некоторые другие с затратами на добычу от 6—8 до 10—12 руб/т условного топлива и канско-ачинский с затратой на добычу 2,5—3,5 руб/т условного топлива.

Замыкающие затраты на электроэнергию

Разницу в количестве электроэнергии, отпускаемой в сравниваемых вариантах выполнения электростанций, учитывают в технико-экономических расчетах *замыкающими затратами на электроэнергию* по объединенной энергосистеме (ОЭС). Эти затраты зависят от характера нагрузки электростанций (базовая, пиковая и др.), от времени отпуска электроэнергии (дневная или ночная нагрузка), от района энергосистемы и других факторов. Для десяти из основных энергосистем (Центр, Средняя Волга, Юг, Северо-Запад, Урал, Северный Кавказ, Закавказье, Северный Казахстан, Средняя Азия, Дальний Восток) рекомендуется принимать следующие ориентировочные значения замыкающих затрат на электроэнергию (без учета распределительных сетей), руб/(МВт·ч) в 1975—1980 гг.: при годовом использовании максимума нагрузки потребителей $T_м=7000$ ч/год от 10—11 до 12—14; при $T_м=1000$ ч/год от 18—19 до 34—38.

В часы ночного снижения нагрузки замыкающие затраты на электроэнергию в указанных энергосистемах составляют от 2,5—3,5 до 7,5—8 в 1975—1980 гг. Наименьшие значения — в ОЭС Северного Казахстана, наибольшие — в ОЭС Центра.

В 1975—1980 гг. в Сибири замыкающие затраты на электроэнергию оцениваются при $T_м=7000$ ч/год равными 7,5—8 руб/(МВт·ч); при $T_м=1000$ ч/год они равны 12—13.

Замыкающие затраты на электроэнергию определяются показателями замыкающих конденсационных электростанций мощностью от 1,2 до 4,8 млн. кВт данного района. Однако для энергосистем Северо-Запада, Центра, Западной Украины, Закавказья, в которых прирост базовой нагрузки будет обеспечиваться атомными электростанциями, замыкающим затраты определятся показателями конденсационных электростанций Донбасса на органическом топливе.

Замыкающие затраты на пиковую электроэнергию определяются в большинстве европейских районов показателями газотурбинных электростанций и равноэкономичных с ними гидро- и гидроаккумулирующих электростанций (ГЭС и ГАЭС); в восточных районах страны — стоимостью дополнительной мощности ГЭС и выработки электроэнергии лучшими КЭС. Замыкающие затраты для ночного времени при наличии свободной электрической мощности определяются топливной составляющей стоимости электроэнергии.

В Центральной Сибири переменная часть графика нагрузки заполняется гидроэлектростанциями, а тепловые электростанции работают круглосуточно полной мощностью.

Замыкающие затраты на тепловую энергию

Замыкающие затраты на тепловую энергию как локальный показатель определяются в каждом конкретном случае по следующим выражениям:

при отпуске тепла теплоэлектроцентралью, руб/ГДж,

$$з_{ТЭЦ}=\frac{E_н K_{ТЭЦ}+И_{ТЭЦ}+B_{ТЭЦ}з_т-Э_{ТЭЦ}з_э}{Q_{ТЭЦ}}+з_{р.т};$$

при снабжении теплом из котельной, руб/ГДж,

$$з_{кот}=E_н k_{кот}+u_{кот}+b_{кот}з_т+з_э,$$

где $K_{ТЭЦ}$, $И_{ТЭЦ}$, $B_{ТЭЦ}$, $Э_{ТЭЦ}$, $Q_{ТЭЦ}$ — абсолютные величины капиталовложений, постоянной составляющей эксплуатационных издержек, расхода топлива, отпуска электроэнергии и отпуска тепла ТЭЦ; $з_{р.т}$ — удельные приведенные затраты на транспорт тепловой энергии; $k_{кот}$, $u_{кот}$, $b_{кот}$ — удельные капиталовложения, эксплуатационные издержки и расход топлива котельной; $з_т$ и $з_э$ — замыкающие затраты на используемое топливо и электроэнергию.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЯТАЯ

ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ, АТОМНЫЕ И С МГД-ГЕНЕРАТОРАМИ

25-1. ГАЗОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Газотурбинные электростанции как самостоятельный источник энергоснабжения в крупной энергетике не получили распространения. В настоящее время электростанции с газовыми турбинами следует рассматривать как дополнение к основному виду тепловых электростанций с паровыми турбинами.

Мощность газовой турбины значительно меньше мощности паровой турбины и доходит в настоящее время до 100 МВт (в проектных разработках до 200 МВт). Газотурбинные электростанции имеют к. п. д., редко превышающий 35%, т. е. ниже, чем у современных паротурбинных электростанций. Газотурбинные электростанции на газовом топливе проще и дешевле (по капитальным затратам) паротурбинных, однако использование мазута (сернистого) и твердого топлива встречает на газотурбинных электростанциях значительные технические трудности и экономически пока не оправдывается.

В зависимости от вида применяемого топлива газотурбинные электростанции работают по *открытому* (разомкнутому) или *закрытому* (замкнутому) циклу. В открытом цикле газовое топливо (природный газ, малосернистое жидкое топливо) и воздух, необходимый для горения, поступают в камеру сгорания; газообразные продукты сгорания с высокой температурой служат рабочим телом в газовой турбине. Отработавший в турбине газ выбрасывается в атмосферу. Для подачи воздуха в камеру сгорания и создания повышенного давления газа перед турбиной устанавливают воздушный компрессор, имеющий привод от

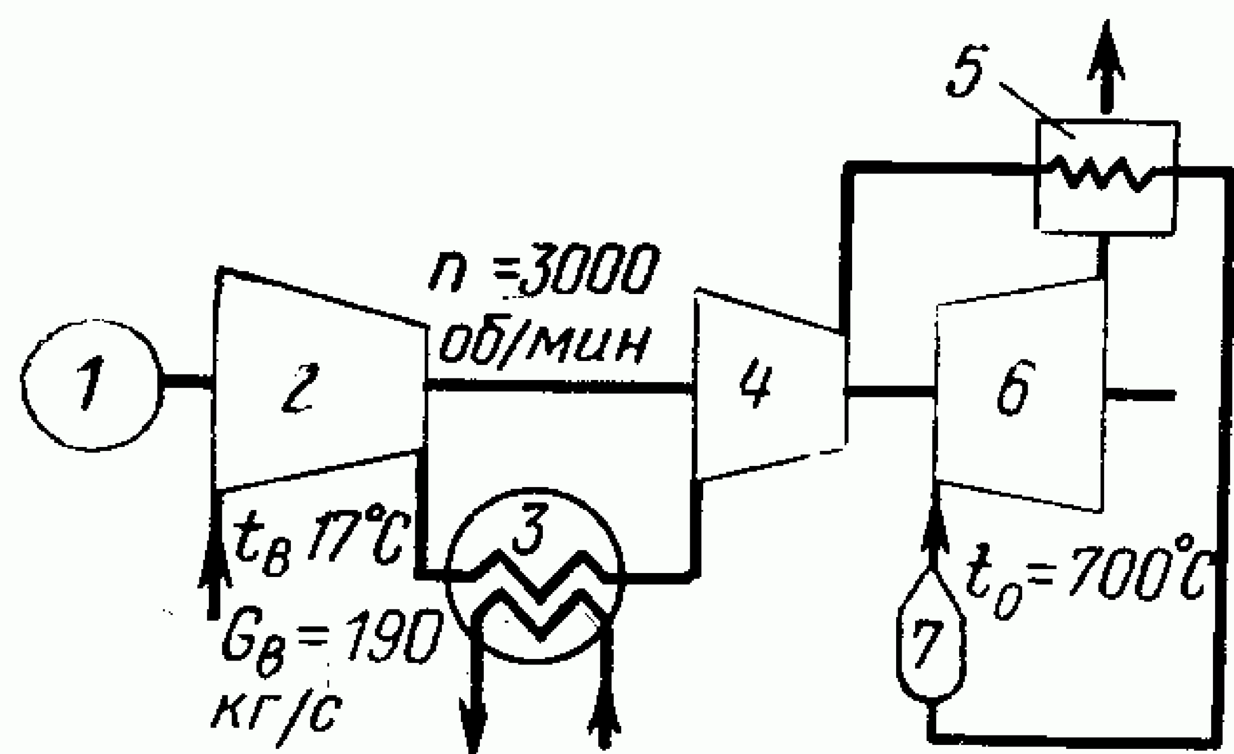


Рис. 25-1. Принципиальная схема газотурбинной установки открытого цикла (ГТ-25-700).

1 — электрогенератор; *2* и *4* — компрессоры низкого и высокого давления; *3* — воздухоохладитель; *5* — регенератор; *6* — газовая турбина; *7* — камера сгорания.

основной газовой турбины. Воздушный компрессор потребляет значительную часть (до 40%) мощности газовой турбины. Основная часть мощности передается электрическому генератору; на одном валу с основными машинами устанавливают, кроме того, пусковой электродвигатель (рис. 25-1). Сжигать топливо возможно при постоянном давлении или постоянном объеме. Если исходить из одинаковой температуры продуктов сгорания (одинаковой начальной температуры рабочего тела перед турбиной), то работа и к. п. д. цикла в изобарном процессе подвода тепла выше, чем изохорном, что вытекает из *TS*-диаграммы циклов.

Чтобы получить допустимую начальную температуру газа перед турбиной 700—1000°С при теоретической температуре горения газа около 2000°С требуется большой избыток воздуха в камере сгорания (до 3 и выше).

Температура отработавших газов при атмосферном давлении высока (380—440°С). По этой причине велика потеря с физическим теплом уходящих газов. Тепло это можно частично использовать *в регенераторе* для подогрева воздуха перед камерой сгорания. Коэффициент теплопередачи от газа к воздуху через металлическую стенку невысок, поэтому поверхность нагрева, габариты и стоимость регенератора велики. Разместить его можно на открытом воздухе, около здания электростанции или в пристройке к нему. Первоначально газотурбинные установки предназначались для покрытия основной нагрузки, и их оборудовали, как правило, регенераторами. В настоящее время признано, что газотурбинные установки должны служить для покрытия пиковой части нагрузки, регулирования частоты электрического тока, снабжения электроэнергией механизмов собственного расхода электростанции, а следовательно, должны быть простыми и мобильными. На таких газотурбинных установках с невысоким использованием мощности устанавливать регенератор нецелесообразно.

Мощность газотурбинной установки открытого типа ограничена. Степень сжатия воздуха в компрессоре составляет обычно 4—6. При двух-трех последовательно включенных компрессорах начальное давление газа перед турбиной не превышает 1,0—1,5 МПа; объем газа велик, что затрудняет повышение мощности такой установки.

Газотурбинную установку на твердом (пылеугольном) или жидком (сырая нефть или мазут, не очищенные от серы) топливе выполняют по закрытой схеме, в которой рабочим телом служит воздух, нагреваемый в воздухоподогревателе поверхностного типа (рис. 25-2). Воздух циркулирует по замкнутому контуру, включающему компрессор, регенератор, воздухоподогреватель, турбину и водяной охладитель воздуха, необходимый для получения в соответствии со вторым законом термодинамики работы в замкнутом цикле. Таким образом, в данной схеме применяется воздушная турбина.

В закрытой схеме можно иметь повышенное противодавление воздушной турбины, например 1 МПа, и, следовательно, повышенное начальное давление воздуха перед турбиной 4—6 МПа. Благодаря этому можно получить бо́льшую мощность турбины, чем в открытой схеме, при тех же ее размерах. Потеря в холодном источнике закрытой установки также велика, к. п. д. ее невысок, а стоимость соизмерима со стоимостью паротурбинной установки. Газотурбинные установки с закрытой схемой имеют очень ограниченное применение.

Возможны также частично открытые (полуоткрытые) и частично закрытые (полузакрытые) схемы газотурбинных установок.

Практически применяют открытые схемы газотурбинных установок с несколькими (дву-

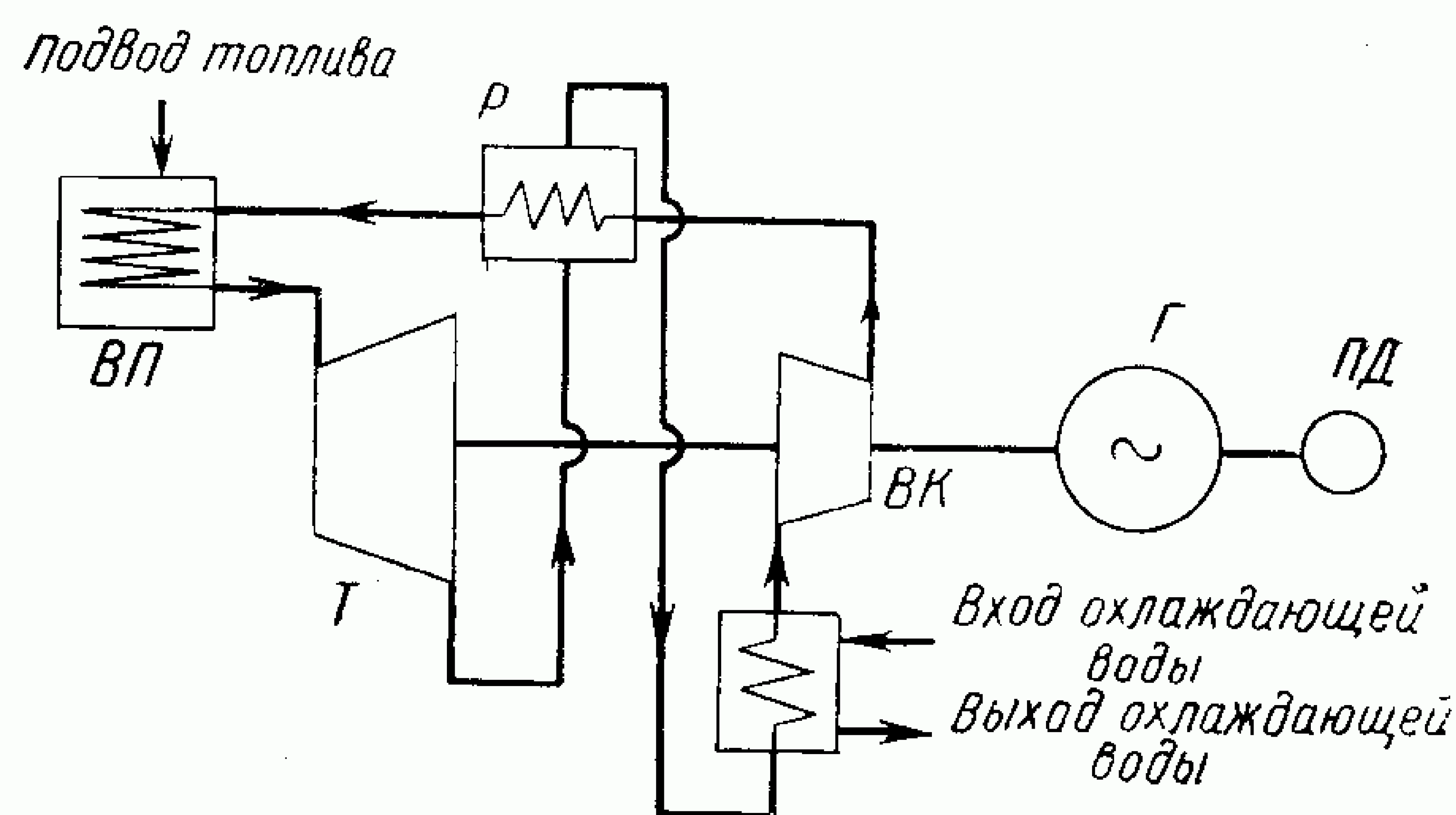


Рис. 25-2. Принципиальная схема газотурбинной установки закрытого цикла.

ВП — воздухоподогреватель; *Т* — турбина; *Р* — регенератор; *ВК* — воздушный компрессор; *Г* — электрогенератор; *ПД* — пусковой двигатель.

мя-тремя) ступенями сжатия воздуха, сжигания топлива, работы газа в турбинах. В многоступенчатом цикле процессы подвода и отвода тепла приближаются к изотермическим и к. п. д. газотурбинной установки повышается.

В цикле, например, с трехступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением воздух последовательно сжимается компрессорами низкого, среднего и высокого давления, между которыми он охлаждается водой в поверхностных теплообменниках. После компрессора высокого давления воздух нагревается в регенераторе, затем поступает в камеру сгорания высокого давления, горячие газы из которой подводятся к турбине высокого давления. Отработавшие в этой турбине газы поступают в камеру сгорания низкого давления, из нее — в турбину низкого давления (рис. 25-3). При нескольких компрессорах и турбинах газотурбинную установку выполняют обычно двухвального типа. На одном валу турбина вращает компрессоры, на другом, кроме того, электрический генератор.

Тепловая схема газотурбинной установки ГТ-100-750-2 ЛМЗ показана на рис. 25-4,*а*, компоновка — на рис. 25-4,*б*.

Эта установка имеет оригинальное выполнение с поперечным размещением валов высокого и низкого давления.

Газотурбинную установку ГТ-100-750-2 предполагается использовать для снятия пиков электрической нагрузки. Эта турбоустановка при полной нагрузке имеет к. п. д. 28% и примерно 20% при половинной нагрузке. Пусковым двигателем служит паровая турбина.

В Англии крупные паротурбинные энергоблоки включают газотурбинные установки небольшой мощности (несколько процентов мощности основного энергоблока), используемые для электроснабжения вспомогательных механизмов собственного расхода и участия в регулировании частоты при пиковых нагрузках.

На электростанциях СССР с газовыми турбинами типов ГТ-25-700, ГТУ-50-800, ГТ-100-750-2 принята начальная температура 700—800°С. Разрабатываются и исследуются конструкции лопаточного аппарата с водяным охлаждением для работы при начальной температуре до 1200°С.

В циклах газотурбинных установок приходится охлаждать воздух водой между компрессорами различных ступеней; в закрытой схеме необходимо охлаждать отработавший воздух турбины; тепло отработавших газов можно использовать и в открытых схемах. Если тепло, отводимое из цикла, используется

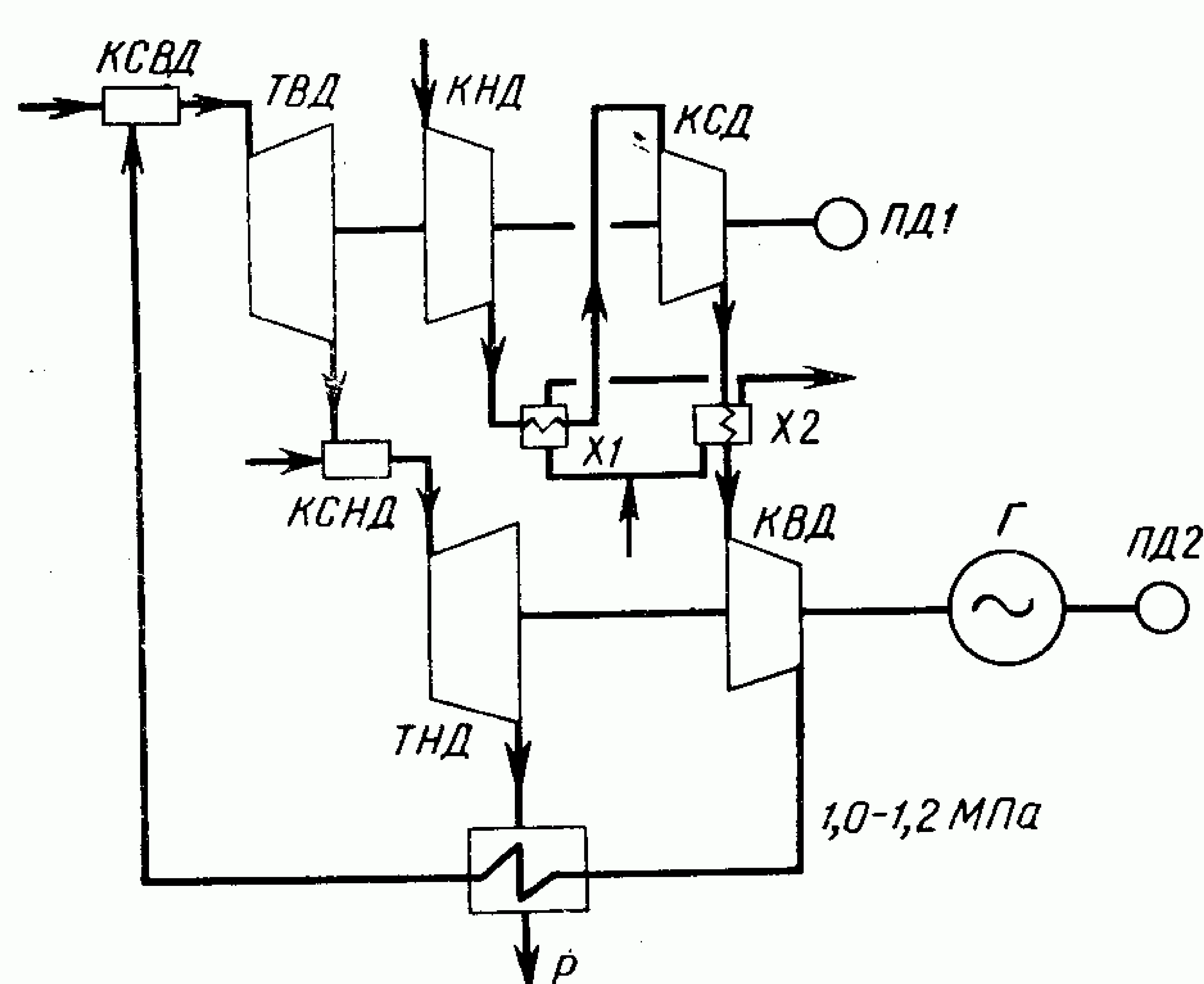


Рис. 25-3. Схема газотурбинной установки с трехступенчатым сжатием и двухступенчатым сгоранием и расширением.

ТВД, ТНД — турбины высокого и низкого давления; *КНД, КСД, КВД* — компрессоры низкого, среднего и высокого давления; *КСВД* и *КСНД* — камеры сгорания высокого и низкого давления; *X1* и *X2* — промежуточные воздухоохладители; *ПД1, ПД2* — пусковые двигатели.

у внешних потребителей, то газотурбинная электростанция является теплоэлектроцентралью. Из характеристики газотурбинных установок следует, что практически почти любая из них может быть теплоэлектроцентралью. Так, турбоустановка ГТ-25-700 может отпускать около 120 ГДж/ч, ГТУ-50-800 и ГТ-100-750 — около 300 ГДж/ч.

Естественно, использование топлива на газотурбинной ТЭЦ улучшается, и к. п. д. производства электроэнергии при этом возрастает.

Компоновка газотурбинных электростанций отличается существенно от компоновок паротурбинных электростанций (рис. 25-4,*б*).

В Советском Союзе предложена и разработана газотурбинная установка, рабочим телом которой служит углекислый газ. В цикле углекислотной установки используются свойства углекислого газа: возможность конденсации его при температурах окружающей среды, подобно водяному пару (критические параметры углекислого газа 31°С, 7 МПа), и возможность применения высоких параметров в сверхкритической его области, что также свойственно водяному пару (рис. 25-5,*а*). В таком цикле компрессор заменяется конденсатным (питательным) насосом, что сокращает собственное потребление энергии установкой. Схема углекислотной газотурбинной электростанции предусматривает двухступенчатое включение камер сгорания, газовых турбин и регенераторов. В схему включен дополнительно компрессор проработавшего

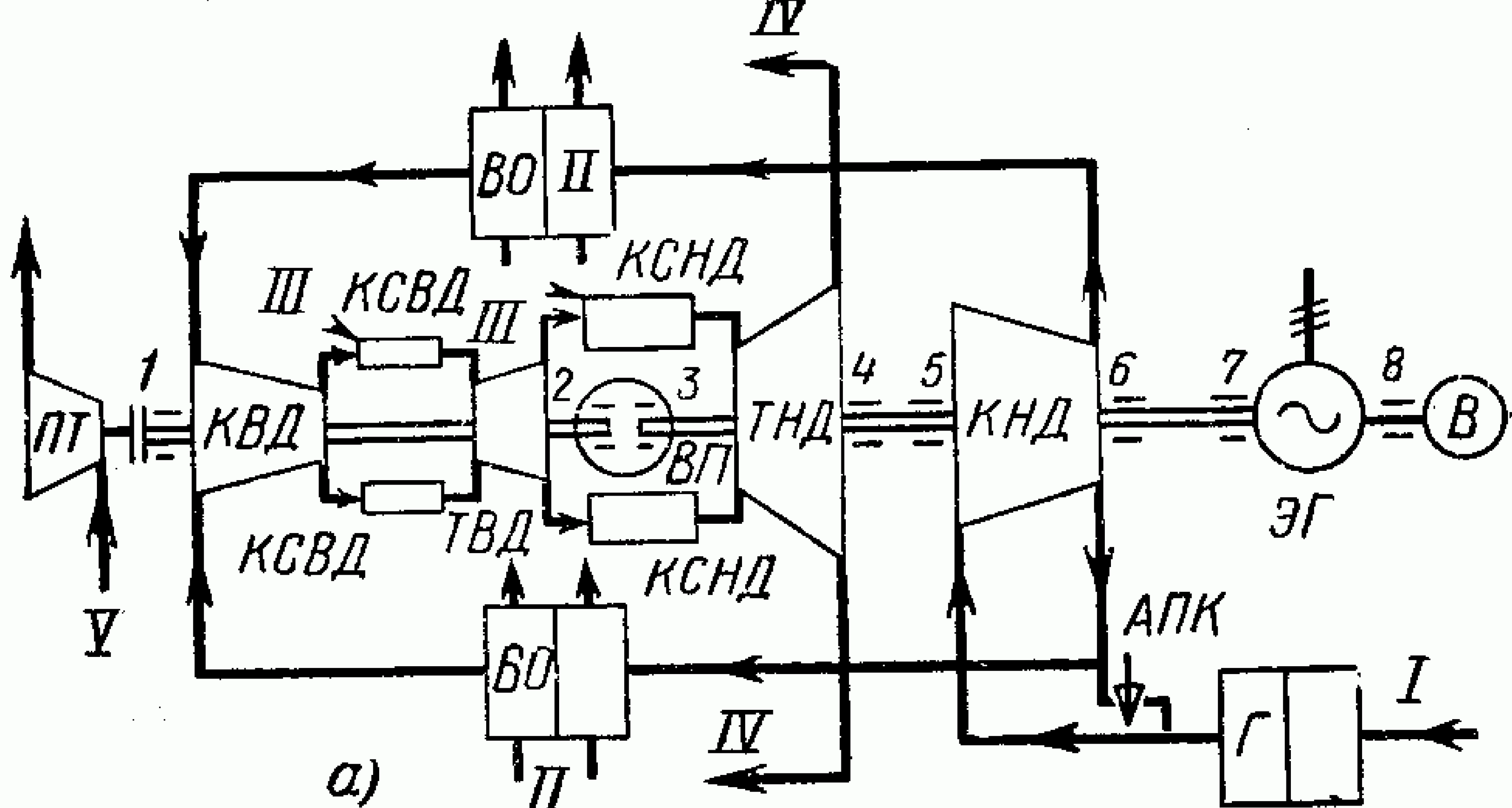
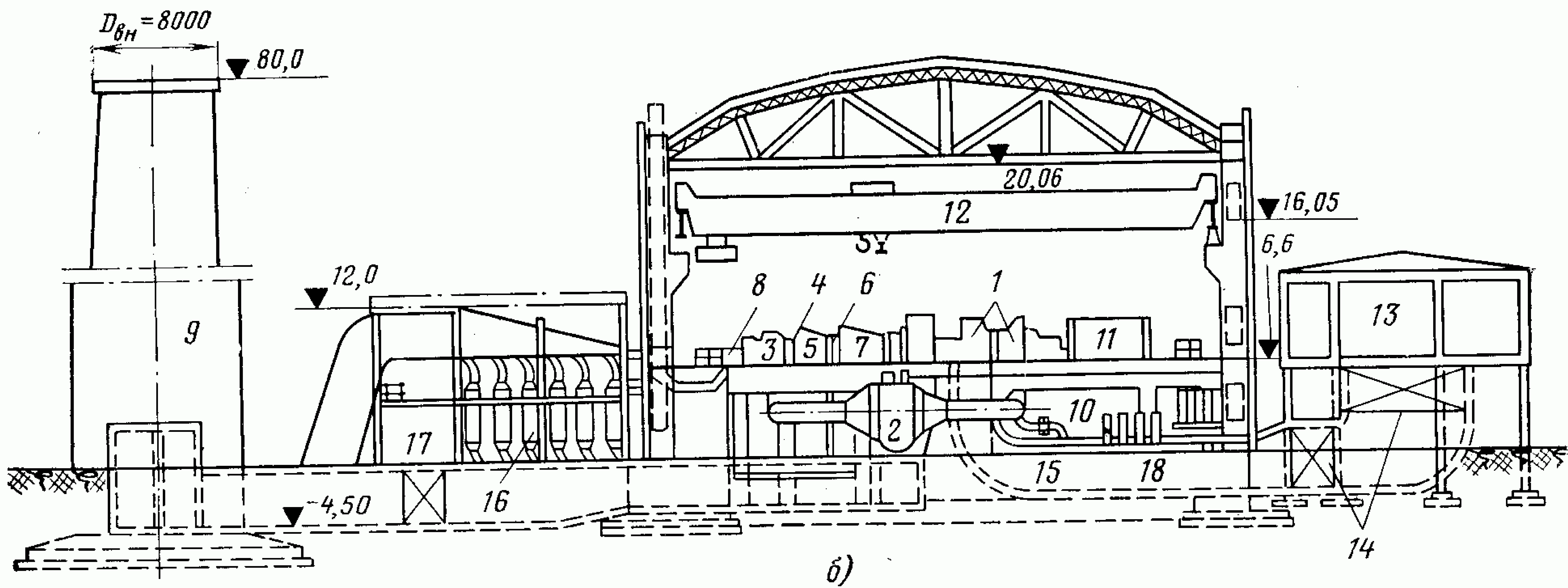
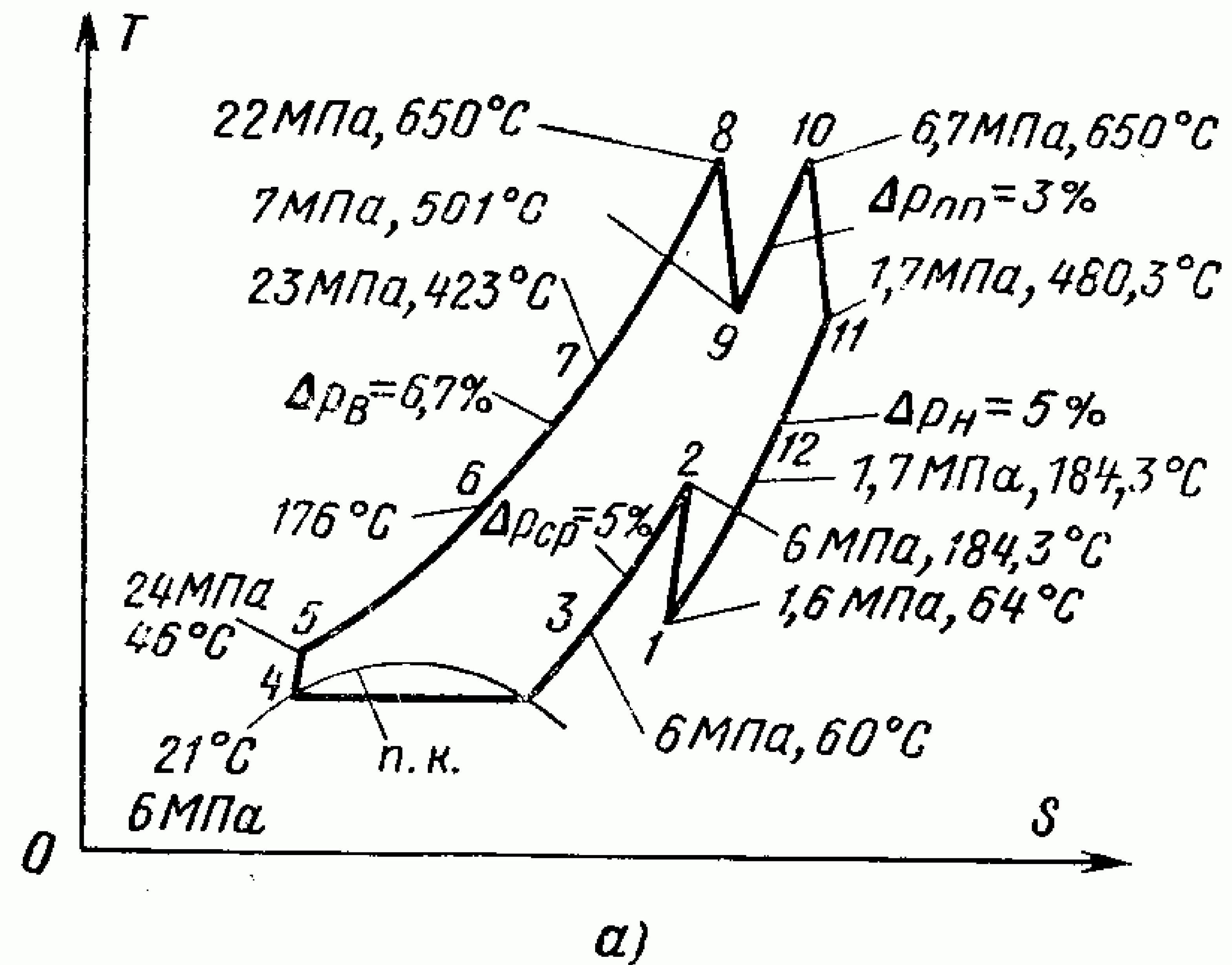


Рис. 25-4. Газотурбинная установка ГТ-100-750-2.

а — тепловая схема: *1—8* — подшипники ГТУ; *I* — воздух из атмосферы; *II* — охлаждающая вода; *III* — топливо (природный газ); *IV* — уходящие газы, в дымовую трубу; *V* — пар в пусковой турбине (p=1,2 МПа, t=235°С); *Г* — глушитель шума; *КНД* — компрессор низкого давления; *ВО* — воздухоохладитель; *КВД* — компрессор высокого давления; *КСВД* — камера сгорания высокого давления; *ТВД* — турбина высокого давления; *КСНД* — камера сгорания низкого давления; *ТНД* — турбина низкого давления; *ВП* — внутренний подшипник; *ЭГ* — электрический генератор; *В* — возбудитель; *ПТ* — пусковая турбина; *АПК* — антипомпажные клапаны за КНД; *б* — компоновка (поперечный разрез): *1* — КНД; *2* — ВО; *3* — КВД; *4* — КСВД; *5* — ТВД; *6* — КСНД; *7* — ТНД; *8* — ПТ; *9* — дымовая труба; *10* — АПК; *11* — ЭГ; *12* — мостовой кран; *13* — фильтры для очистки воздуха; *14* — глушители шума; *15* — маслонасосы системы регулирования; *16* — теплофикационные подогреватели; *17* — шиберы на выхлопных газоходах; *18* — маслоохладители.



в турбине газа (см. рис. 25-5,*б*). Коэффициент полезного действия углекислотной электростанции превышает к. п. д. паротурбинных электростанций, достигая 45%. Это обусловливается общими свойствами рабочего тела и его цикла, изотермическим отводом тепла в конденсаторе, ступенчатым подводом тепла в цикле, дополнительным расширением газа в ступенях турбины низкого давления с последующим сжатием газа в дополнительном компрессоре. Мощность промышленно-экспериментальной углекислотной установки, намеченной к осуществлению, составляет 50 МВт. Большая плотность углекислого газа способствует компактному выполнению углекислотной турбины и, следовательно, получению повышенных мощностей турбоагрегата. Таким образом, углекислотная электростанция сочетает свойства газотурбинной и паротурбинной электростанций. Применение таких установок требует, однако, дополнительных исследований.



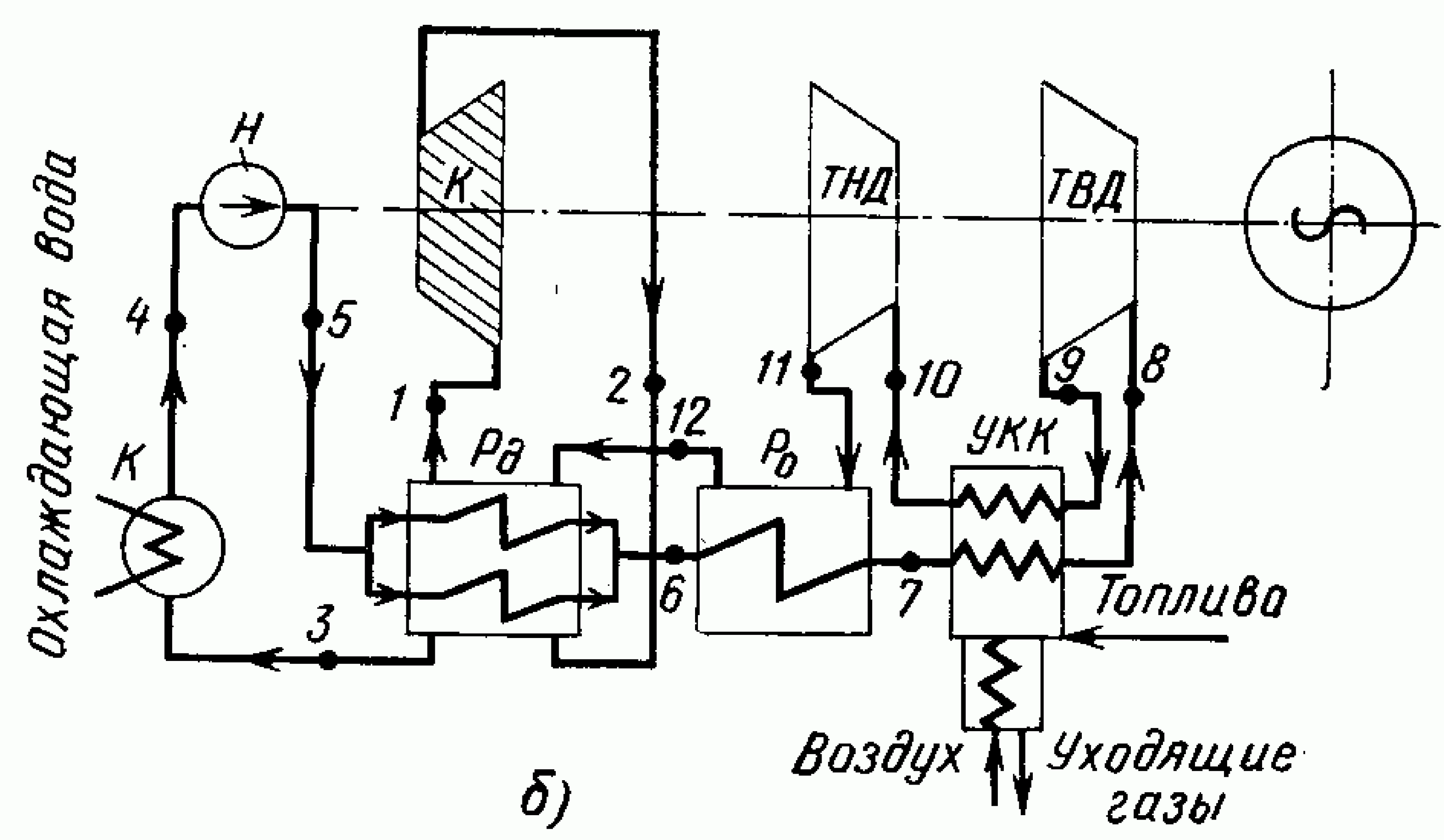


Рис. 25-5. Углекислотная газотурбинная установка.

а — цикл в *T*, *S*-диаграмме; п. к. — пограничная кривая; *б* — принципиальная тепловая схема.

Газотурбинные установки широко используют за рубежом для покрытия пиковых нагрузок при числе часов использования 500—2000 в году. Так, в США к 1980 г. общая мощность ГТУ должна составить более 65 млн. кВт. Газотурбинные установки получили распространение также в Англии, ФРГ, Японии и других странах.

С 1965 г. единичная мощность простых стационарных ГТУ возросла с 20—25 до 60—75 МВт, начальная температура газов — с 780—870 до 950—1070°С, к. п. д. — с 23—24 до 29—30%.

Промежуточное охлаждение и промежуточный подогрев в цикле, осложняя технологическую схему и конструкцию, в то же время способствуют повышению единичной мощности и к. п. д. ГТУ. При начальной температуре 1200°С и расходе воздуха 450 кг/с показатели перспективных ГТУ таковы (табл. 25-1):

Таблица 25-1

Показатели	Тип ГТУ	
	простой цикл	с промежуточным охлаждением и подогревом
Степень сжатия	14	38
Мощность, МВт	135—160*	225—245
К. п. д., %	31,5—36,5	37,5—40

* Верхние значения показателей относятся к более совершенным в перспективе турбомашинам.

25-2. ПАРОГАЗОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Сочетание паротурбинной и газотурбинной установок, объединяемых общим технологическим циклом, называют *парогазовой электростанцией.* Смысл объединения этих установок в единое целое заключается в снижении потерь отработавшего тепла газовых турбин или тепла уходящих газов парогенераторов и, следовательно, в повышении к. п. д. парогазовой электростанции по сравнению с отдельно взятыми паротурбинной или газотурбинной электростанциями.

Применение в СССР получили разработанные в ЦКТИ *парогазовые установки* с высоконапорными парогенераторами; разработаны также ПГУ со сбросом отработавших газов турбины в топочную камеру парогенератора.

Высоконапорный парогенератор работает на газовом или очищенном жидком топливе, с давлением в топочной камере и газоходах 0,45—0,55 МПа. Дымовые газы, выходящие из парогенератора с высокой температурой и избыточным давлением, направляются в газовую турбину. На одном валу с газовой турбиной находится воздушный компрессор, нагнетающий воздух в топочную камеру парогенератора (рис. 25-6,*а*).

Особенности такой парогазовой установки заключаются в том, что не требуется дымосос для удаления уходящих газов высоконапорного парогенератора, уходящие газы являются рабочим телом газовой турбины, используемой для привода электрического генератора, и, кроме того, воздушного компрессора, заменяющего дутьевой вентилятор.

Пар из высоконапорного парогенератора направляется к конденсационной паровой турбине, имеющей обычную тепловую схему, с регенеративным подогревом, деаэрацией воды и т. п.

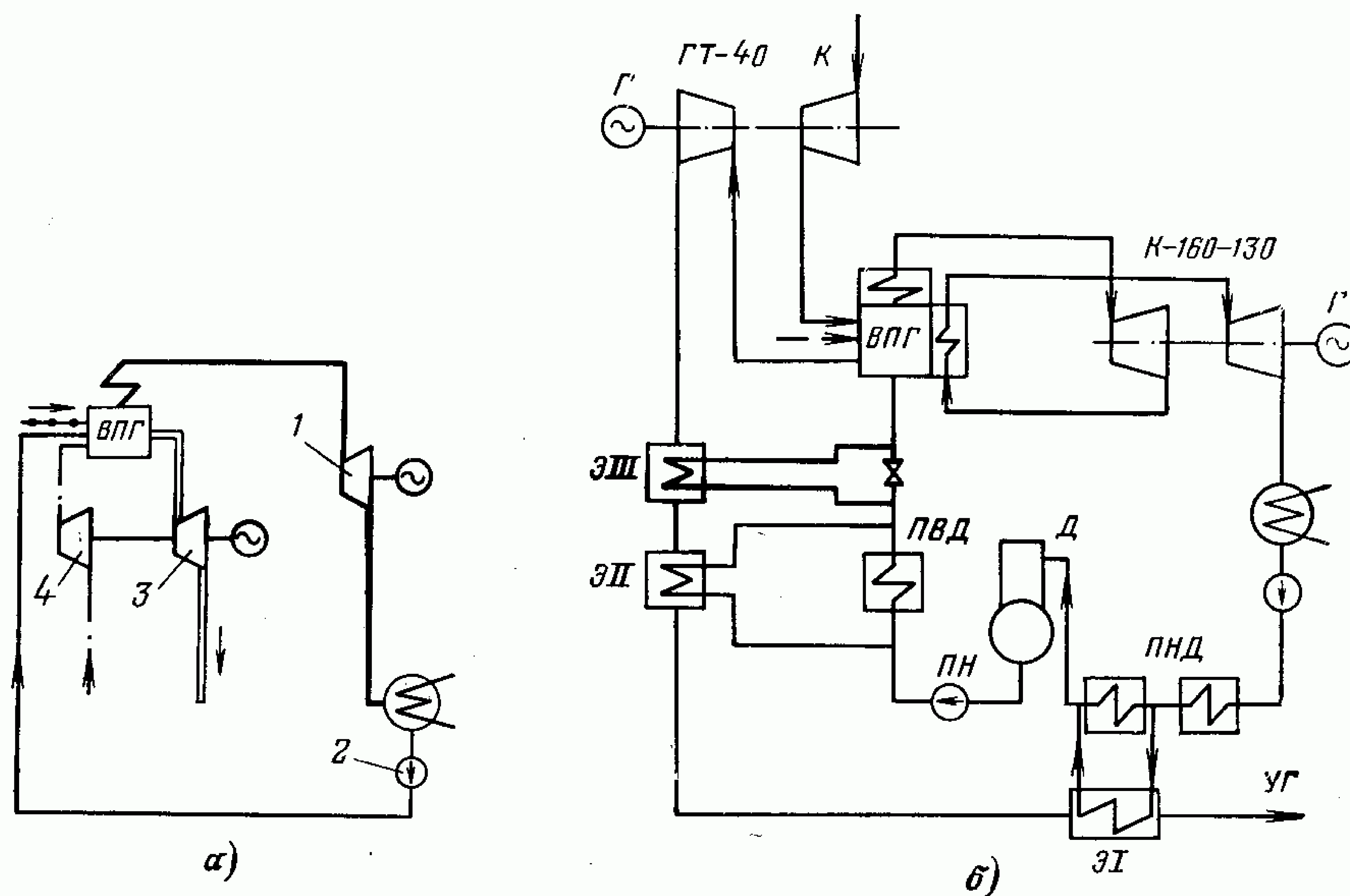
На рис. 25-6,*б*—*г* показаны схема и вариант компоновки парогазовой установки с паротурбинным агрегатом мощностью 150—200 МВт и газотурбинным агрегатом мощностью около 50 МВт. Благодаря использованию уходящих газов парогенератора в турбине и дополнительному использованию отработавшего тепла газовой турбины в экономайзерах для подогрева питательной воды парогенератора, к. п. д. такой парогазовой электростанции с высоконапорным парогенератором выше, чем к. п. д. паротурбинной, а тем более газотурбинной электростанции, и может достичь 42,0—43,0%.

Применение схемы со сбросом отработавших газов турбины в топочную камеру парогенератора основано на том, что в камере сгорания топливо (газ) сжигают с большим избытком воздуха; по этой причине содержание кислорода в отработавших газах турбины достаточное (16—18%) для сжигания основной массы топлива в парогенераторе. Пар из парогенератора направляется в паровую турбину, имеющую обычную схему регенеративного подогрева воды (рис. 25-7). Повышение к. п. д. парогазовой установки такого типа по сравнению с обычной паротурбинной обусловливается использованием тепла отработавших газов турбины в парогенераторе; тепло уходящих газов парогенератора используется для подогрева питательной воды парогенератора.

Парогазовые электростанции со сбросом отработавших газов в топочную камеру парогенератора имеют те преимущества, что при этом используется парогенератор обычной конструкции и возможно использование в нем любого вида топлива (твердого, жидкого, газового). В камере сгорания газотурбинной установки сжигают при этом в относительно меньшем количестве газ или жидкое топливо.

Парогазовая установка может состоять из паротурбинного и газотурбинного энергоблоков обычного типа. Примером может служить

сочетание серийного паротурбинного энергоблока 300 МВт с газотурбинной установкой ГТ-100-750-2 (рис. 25-8). Такое объединение двух установок в общий парогазовый энергоблок имеет целью быстрое увеличение мощности паротурбинным блоком на 40—45 МВт при отключении регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) в периоды пиковых нагрузок и быстрого их роста. Чтобы сохранить нормальный режим работы парогенератора, питательную воду подогревают отработавшими газами газотурбинной установки, например, в двух последовательно включенных дополнительных экономайзерах. По расчетам Теплоэлектропроекта температура отработавших газов газотурбинной установки снижается при этом примерно до 190°С, к. п. д. комбинированного парогазового энергоблока достигает около 40% при значении к. п. д. паротурбинного энергоблока около 39%. Мощность комбинированного энергоблока возрастает при переключении ПВД на 10—11%, удельный расход тепла паротурбинной установки увеличивается с 7670 до 8000, а газотурбинной установки уменьшается с 12 800 до 9050 кДж/(кВт·ч).



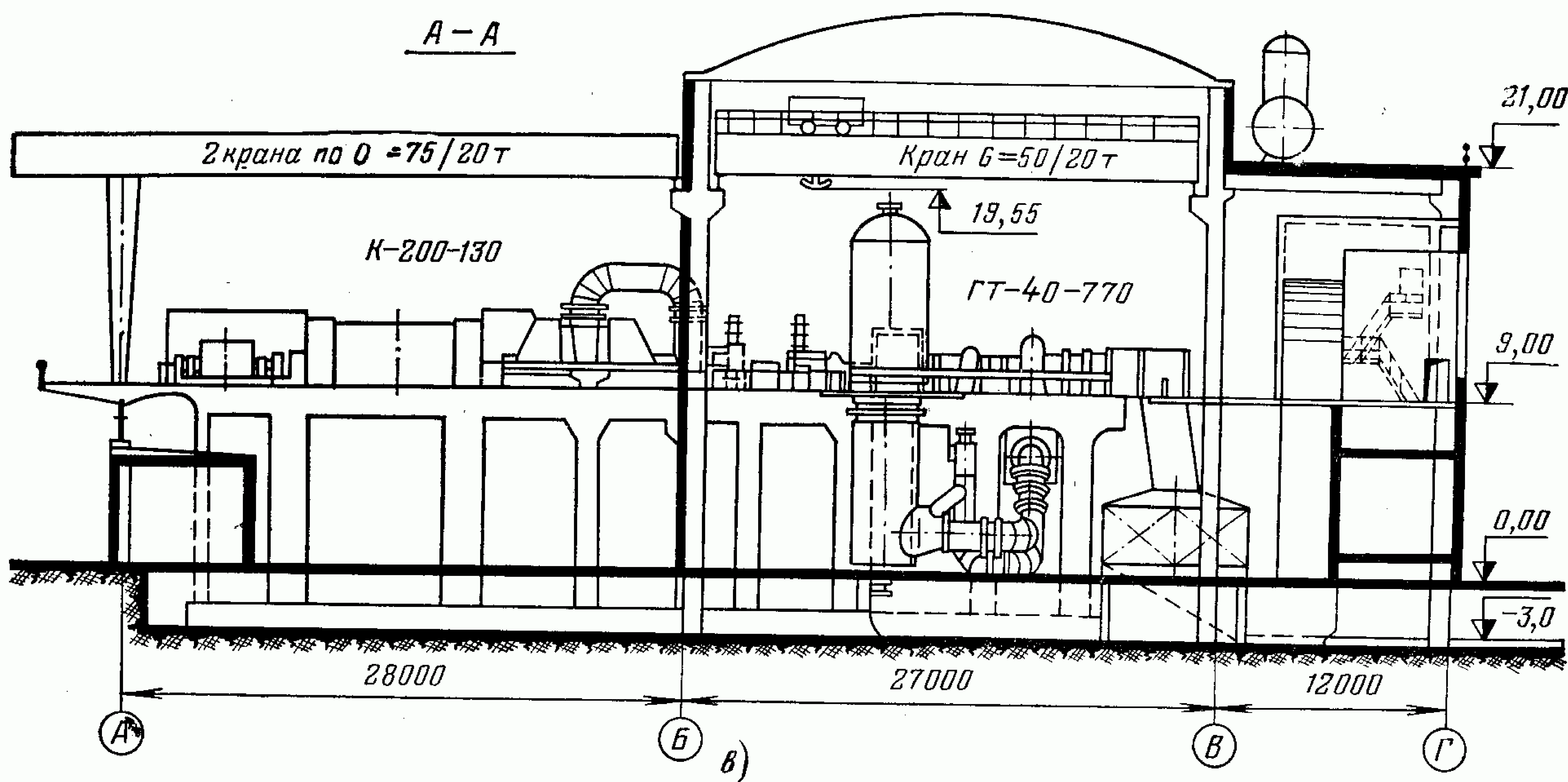
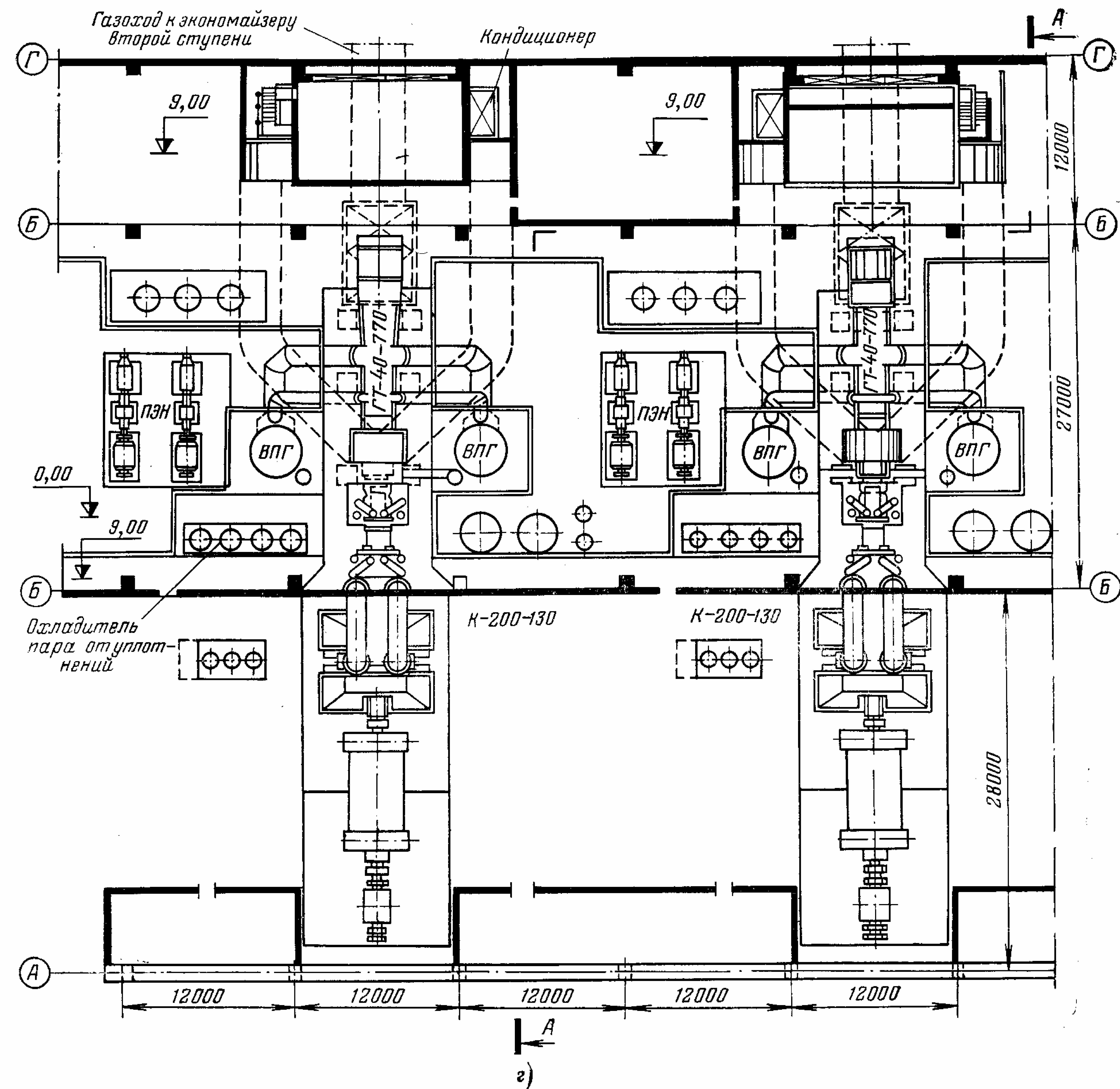


Рис. 25-6. Парогазовые установки

а — простейшая схема: *ВПГ* — высоконапорный парогенератор; *1* — паровая турбина; *2* — питательный (и конденсатный) насос; майзер низкого давления; *ЭII*, *ЭIII* — водяные экономайзеры высокого давления; *УГ* — уходящие газы;

К парогазовым относятся также установки с парогазовыми турбинами, работающими на парогазовой смеси (рис. 25-9,*а*). В такой установке в камеру сгорания для снижения температуры продуктов сгорания топлива до требуемого значения впрыскивают воду. Испаряясь, вода с газами в виде парогазовой смеси направляется в турбину. Использование воды в камере сгорания позволяет снизить избыток воздуха для горения по сравнению с обычной газотурбинной установкой и, следовательно, несколько повысить к. п. д. установки. Отработавшая парогазовая смесь удаляется в атмосферу непосредственно или через регенератор, в котором подогревается вода перед камерой сгорания.

На рис. 25-9,*б* показана схема электростанции с парогазовой турбиной, предложенная С. А. Христиановичем. В этой схеме предполагается применить четырехступенчатое сжатие воздуха и трехступенчатое сжигание топлива и такое же расширение парогазовой смеси в турбинах. Продукты сгорания охлаждаются, омывая поверхностный теплообменник (парогенератор), пар из которого, смешиваясь с продуктами горения, образует парога-



с высоконапорным парогенератором.

3 — газовая **турбина**; *4* — **воздушный компрессор**; *б* — принципиальная тепловая схема установки 200 МВт; *ЭI* — водяной эконо-
в и *г* — поперечный разрез и план (вариант компоновки) **установки 240 МВт.**

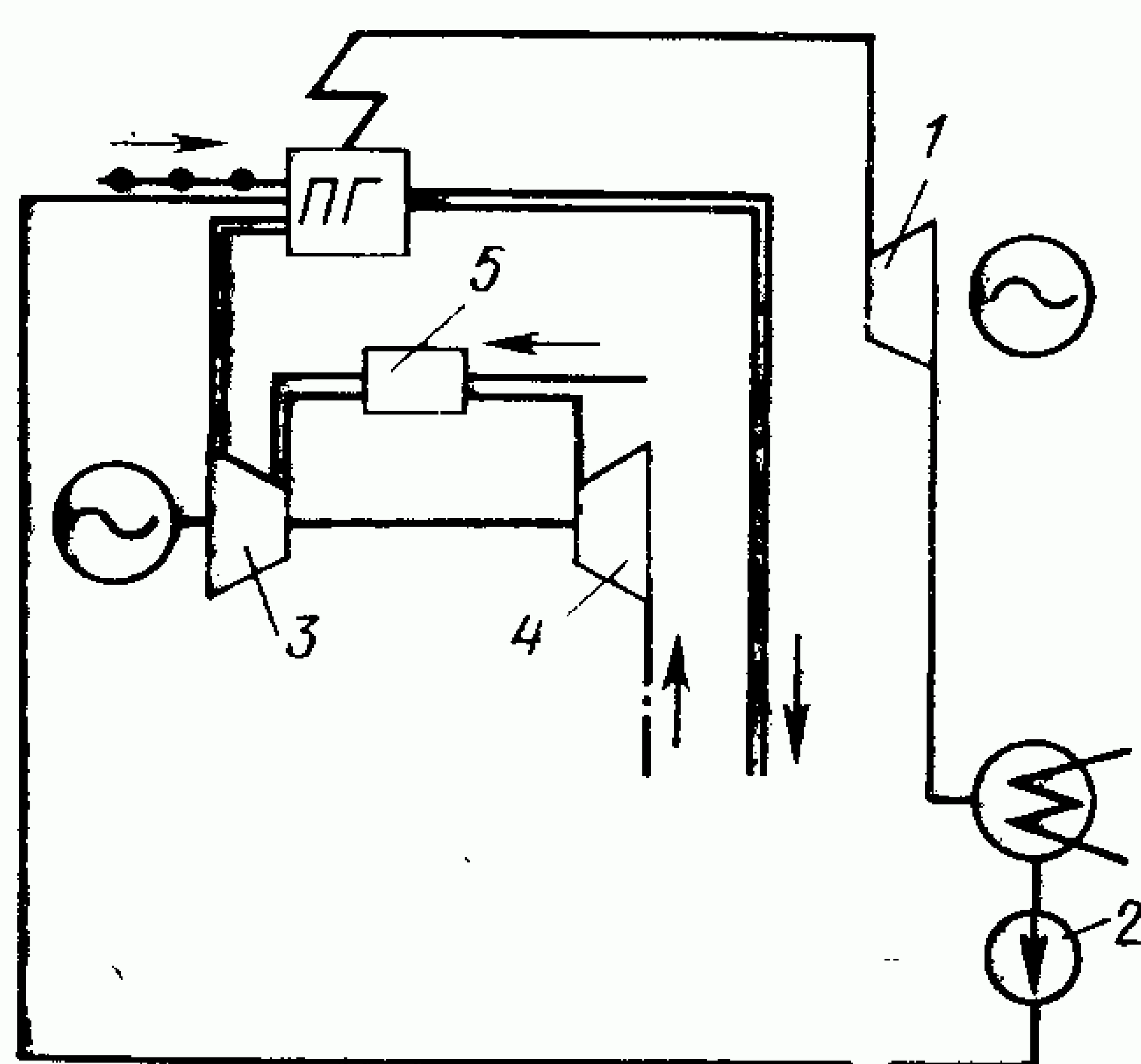


Рис. 25-7. Простейшая схема парогазовой установки со сбросом отработавших газов турбины в поточную камеру парогенератора.

ПГ — парогенератор; *5* — камера сгорания; остальные обозначения те же, что и на рис. 25-6.

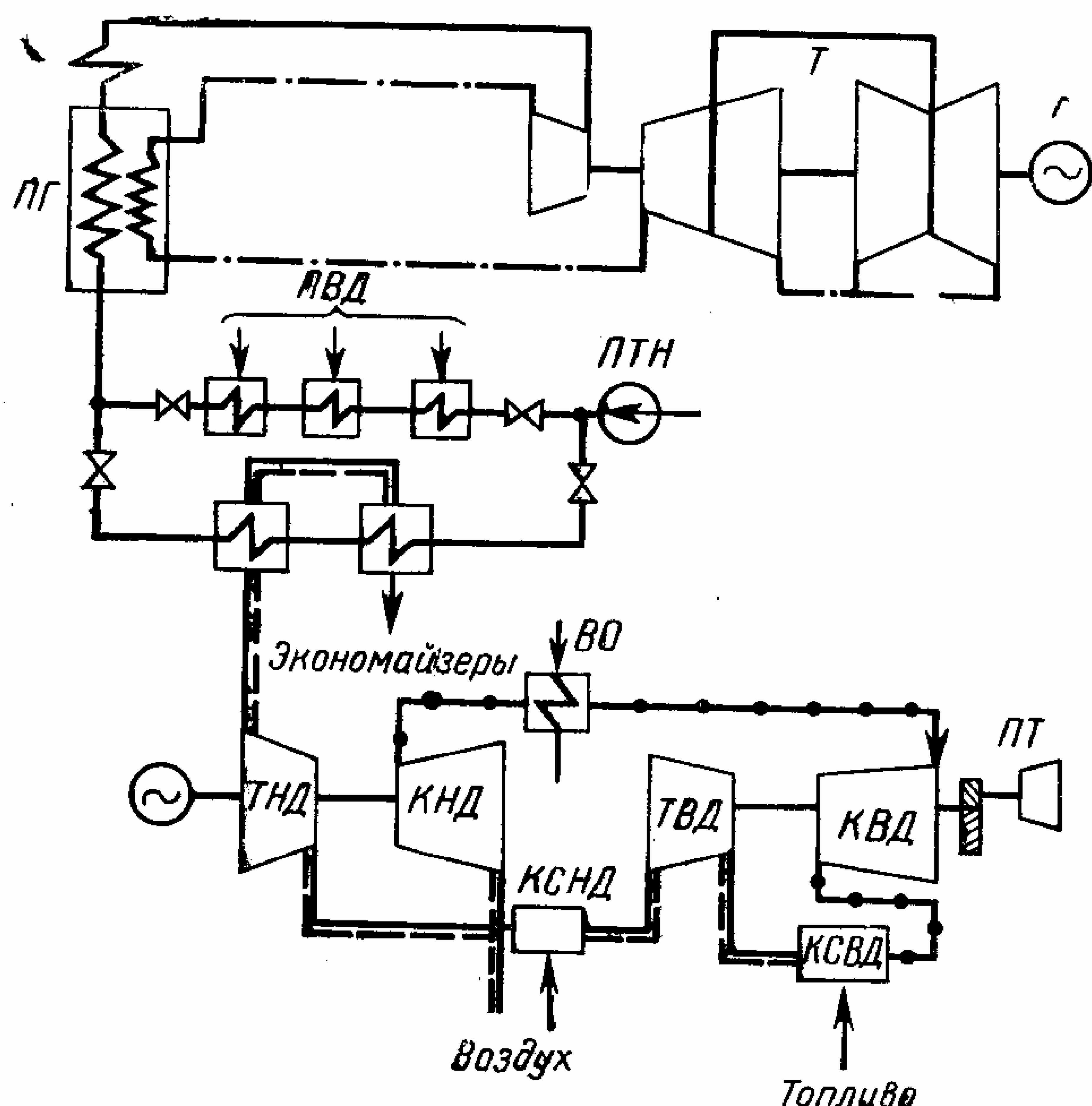


Рис. 25-8. Схема парогазовой электростанции с турбоустановками К-300-240 и ГТ-100-750.

ПГ — парогенератор; *Т* — турбина паровая; *Г* — генератор; *ПВД* — подогреватели высокого давления; *ПТН* — питательный турбонасос; *ТВД*, *ТНД* — газовые турбины высокого и низкого давления; *КСНД*, *КСВД* — камера сгорания низкого и высокого давления; *КНД*, *КВД* — компрессоры низкого и высокого давления; *ВО* — воздухоохладитель; *ПТ* — пусковая турбина.

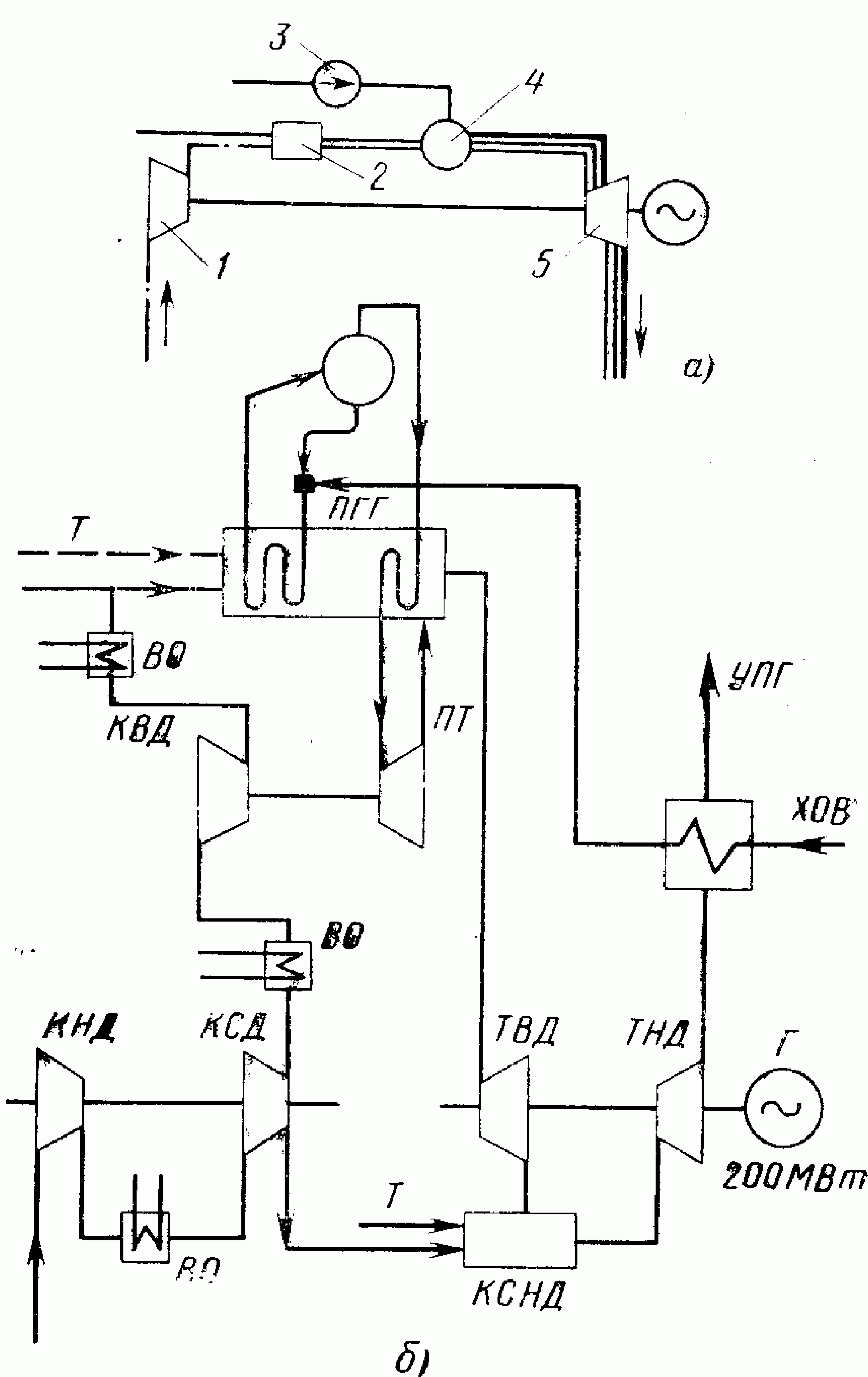


Рис. 25-9. Схема установки с парогазовыми турбинами.

а — простейшая: *1* — воздушный компрессор; *2* — камера сгорания; *3* — насос; *4* — увлажнитель газа; *5* — газопаровая турбина; *б* — схема С. А. Христиановича: *Т* — топливо; *ПГГ* — парогазовый генератор; *ПТ* — паровая турбина; *УПГ* — уходящая парогазовая смесь; *ХОВ* — химически очищенная вода; *КСД* — компрессор среднего давления; остальные обозначения те же, что на рис. 25-8.

зовую смесь. Установка предназначается для использования газа или жидкого топлива (нефти, сернистого мазута), предварительно очищаемого от серы. Ожидаемый к. п. д. парогазовой установки этого типа примерно 36—37%. Установки с парогазовыми турбинами после опытной проверки могут применяться для покрытия пиковых или полупиковых нагрузок, если капитальные затраты на них будут ниже, чем на паротурбинных электростанциях, а их маневренность достаточно высокой.

25-3. АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Общие сведения

В 50-х годах 20-го века тепловые электростанции пополнились новым видом — атомными электростанциями (АЭС), на которых энергия деления ядра атома, выделяемая в виде тепловой энергии, преобразуется в электроэнергию.

Вещество, выделяющее энергию деления ядра атома, называют условно ядерным горючим (топливом). Таким образом, в настоящее время имеются два класса тепловых электростанций — на *органическом* и *ядерном* топливе (горючем).

Ядерным горючим служит большей частью природный уран U-238, обогащенный ураном U-235, содержание которого в природном уране составляет менее 1%. Ядра урана U-235 обладают способностью самопроизвольного деления, сопровождающегося выделением «быстрых» нейтронов (скорость движения 10^4 км/с) и большого количества тепла.

На обычной ТЭС топливный цикл разомкнут: рудник — транспорт топлива на ТЭС — сжигание его в парогенераторах — сброс газов и очаговых остатков в окружающее пространство. На АЭС применяют обычно замкнутый топливный цикл: добыча и переработка урановой руды; сложный, дорогостоящий технологический процесс разделения изотопов U-238 и U-235 — изготовление тепловыделяющих элементов (твэл) и топливных сборок — транспорт сборок на АЭС для использования в реакторах — возвращение отработавших сборок в специальных контейнерах на завод для переработки. Устройство, в котором энергия деления ядра атома используется в виде тепловой энергии, называют *ядерным реактором.* В настоящее время на АЭС используют преимущественно реакторы на тепловых нейтронах; в этих реакторах первоначальную скорость нейтронов при выделении из ядра атома снижают, применяя замедлители, которыми служат вещества с небольшим молекулярным весом: вода — обычная H_2O и тяжелая D_2O, углерод С в виде графита и др.

Недостатком ядерных реакторов на тепловых нейтронах является недостаточно полное использование («выгорание») ядерного топлива. В дальнейшем более широкое применение на АЭС получат ядерные реакторы на быстрых нейтронах, так называемые *реакторы-размножители,* в которых неактивные природные элементы преобразуются в активные изотопы, например U-238 в плутоний Pu-239; торий Th-232 в U-233, при одновременном выделении энергии, преобразуемой в электрическую.

Создание реакторов-размножителей (бридеров) расширит энергоресурсы атомных электростанций, что весьма существенно, так как запасы природного урана ограничены.

Количество тепла, выделяемого ядерным горючим в реакторах, очень велико, составляя около $7{,}96 \cdot 10^{10}$ кДж на 1 кг U-235, т. е. примерно в 2,5 млн. раз выше, чем у органического топлива.

Таким образом, расход ядерного горючего по сравнению с органическим топливом мал и основные затраты на атомную электростанцию определяются капитальными вложениями, включающими, в частности, затраты на первоначальную загрузку реакторов ядерным горючим. При определении расчетных затрат на атомной электростанции необходимо учитывать расходы по так называемому «топливному» технологическому тракту («циклу») ядерного горючего, включающие затраты на добычу, обогащение, а также регенерацию (восстановление) и захоронение отбросов переработки топлива и др.

Рабочим телом на атомных электростанциях служит, как правило, водяной пар, работающий в паровой турбине. На АЭС с реакторами на тепловых нейтронах применяют перегретый или насыщенный пар, пока относительно невысокого давления, в пределах до 10 МПа. Для работы на водяном паре применяются турбины большой мощности (500 МВт и выше), специально сконструированные на пониженное число оборотов — 1500 в минуту (в США 1800 об/мин).

На АЭС с реакторами на быстрых нейтронах возможно применение современных серийных турбин на перегретом паре с докритическим или сверхкритическим начальным давлением пара. На атомных электростанциях возможно применение и газовых турбин, однако они распространения пока не получили.

Удельные капитальные и расчетные затраты на атомную электростанцию с увеличением ее мощности значительно снижаются. В энергоблок атомной электростанции входит обычно ядерный реактор с одним, двумя или даже тремя турбоагрегатами. Современная тенденция заключается, естественно, в уменьшении числа турбоагрегатов в энергоблоке АЭС до двух и одного.

Укрупнение ядерных реакторов необходимо не только по экономическим соображениям, но и по физическим условиям. Для обеспечения цепной реакции деления ядер атомов необходимо иметь достаточно большую массу ядерного горючего, не меньше так называемой «критической» массы, при которой через наружную поверхность этой массы уходит такое число нейтронов, что остающиеся в массе вещества движущиеся нейтроны обеспечивают протекание цепной реакции (объем, занимаемый ядерным горючим, возрастает пропорционально третьей, а поверхность его — второй степени линейных размеров).

Массивные ограждения вокруг реакторов необходимы для поглощения различных излучений, в частности гамма-лучей (жесткое рентгеновское излучение), вредных для жизненных процессов. Такая защита от излучений называется *биологической;* ее выполняют

из бетона толщиной 3—4,5 м или металла (стали, чугуна, свинца).

Ядерные реакторы на тепловых нейтронах выполняют двух основных типов: *корпусные,* в которых замедлителем и теплоносителем служит вода, и *канальные,* в которых замедлителем является обычно графит, а теплоносителем может быть вода или газ (углекислый или гелий).

Тепловыделяющие элементы (сокращенно твэлы) состоят из урановых стержней в оболочках, охлаждаемых водой или газом, поддерживающими температуру стержней не выше допустимой: у оболочки ~300°C, в центре твэла ~2000°C.

Включение в работу и выключение реактора, изменение его мощности осуществляются специальными регулирующими стержнями из вещества с большим сечением захвата нейтронов, вводимыми в каналы или выводимыми из них. Положение регулирующих стержней в каналах реактора определяет его мощность. Корпусные реакторы, в которых замедлителем и теплоносителем служит вода, называют *водоводяными* энергетическими (ВВЭР); канальные, в которых замедлителем является графит, — *уран-графитовыми.*

Водо-водяные реакторы, производящие водяной пар, т. е. являющиеся одновременно парогенераторами, называют *реакторами кипящего типа.* Вода или другая жидкость, проходящая через реактор, в особенности содержащая твердые примеси (продукты коррозии и др.), приобретает радиоактивность, вредную для человека. В меньшей мере приобретают радиоактивность, так называемую «короткоживущую», водяной пар или газ. В связи с этим помещения ядерных реакторов и другие, через которые проходят носители радиоактивных веществ, ограждаются бетонными стенами и перекрытиями значительной толщины (до 2 м). Управление работой ядерных реакторов и прочего оборудования ведется дистанционно, со щитов, находящихся в специальных изолированных и безопасных помещениях.

Все оборудование и трубопроводы, через которые проходят радиоактивные вещества, выполняют строго герметичными.

Воздух из помещений ядерных реакторов и других отсасывается вентиляционными установками и после очистки и выдержки выбрасывается в верхние слои атмосферы через высокие вентиляционные трубы. При превышении допустимой радиоактивности воздуха в помещениях начинают действовать специальные сигнальные устройства.

Существующие нормы строительства АЭС предусматривают специальные меры защиты, нейтрализирующие потенциальную опасность крупных аварий: герметические оболочки реакторного помещения, выбор места строительства АЭС и др. Доза излучения в районах, прилегающих к АЭС, по сравнению с естественным фоном, не увеличивается. При соблюдении необходимых условий здоровье персонала и населения в районе действия АЭС не подвергается опасности.

Атомные электростанции возникли в результате совместных усилий физиков, конструкторов и технологов.

Первая атомная электростанция Советского Союза, давшая промышленный электрический ток в 1954 г., явилась первой АЭС в мире. Вслед за ней были введены в работу первенцы АЭС в Англии (Колдер-Холл) и в США (Шиппингпорт). В настоящее время АЭС получили развитие во многих странах. В дальнейшем АЭС должны составить основу энергетики нашей планеты.

Тепловые схемы

В зависимости от типа реактора и вида теплоносителя различают три типа основной технологической (тепловой) схемы атомной электростанции — по числу замкнутых контуров теплоносителя и рабочего тела: одноконтурную, двухконтурную и трехконтурную (рис. 25-10).

Одноконтурная схема связана с применением кипящего реактора, производящего пар для работы в паровой турбине (рис. 25-10,*а*). Такая схема наиболее проста и дешева. Недостатками ее являются усложнение работы ядерного реактора на двухфазной пароводяной среде и работа турбин на радиоактивном паре.

Возможна, в принципе, одноконтурная схема с газовым теплоносителем, являющимся одновременно и рабочим телом, совершающим работу в газовой турбине.

В двухконтурной схеме (рис. 25-10,*б*) теплоносителем в первом контуре, включающем ядерный реактор и другое оборудование, служат вода или газ, циркулирующие в этом контуре под давлением, создаваемым насосом или газодувкой. В парогенераторе поверхностного типа теплоноситель, нагретый в ядерном реакторе, передает тепло воде, превращая ее в пар, направляемый в турбину. Второй контур включает паровую турбину, конденсатор. Таким образом, парогенератор является промежуточным звеном, входящим в первый и второй контуры.

В двухконтурной схеме ядерный реактор работает большей частью на однофазной сре-

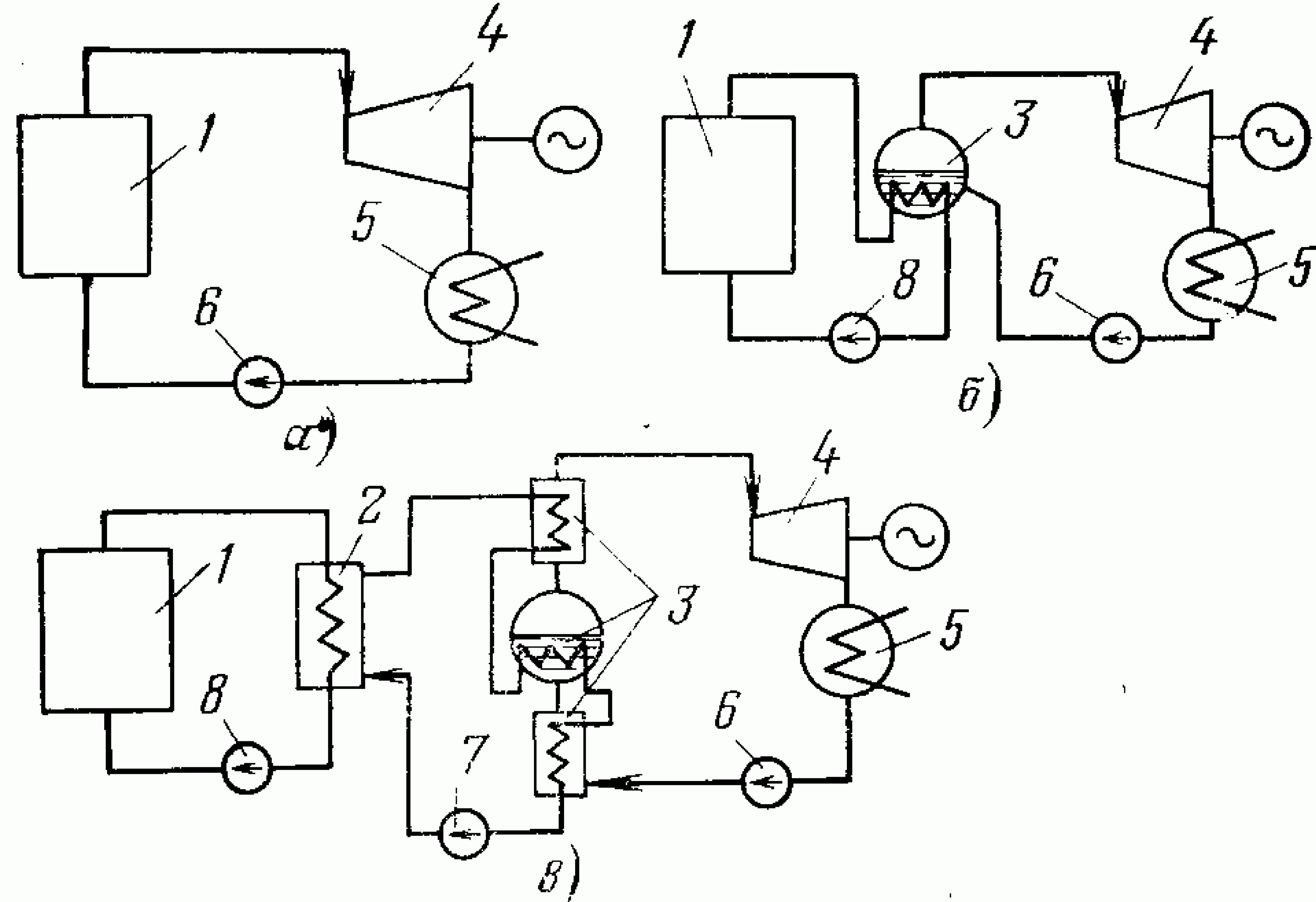


Рис. 25-10. Принципиальные схемы атомных электростанций с различным числом технологических контуров.

а — одноконтурные; *б* — двухконтурные; *в* — трехконтурные; *1* — ядерный реактор; *2* — промежуточный теплообменник; *3* — парогенератор; *4* — турбоагрегат; *5* — конденсатор; *6* — насос; *7* — циркуляционный насос промежуточного контура; *8* — циркуляционный насос первого контура.

де — воде или газе, что повышает надежность его действия; турбина работает на чистом практически нерадиоактивном паре. Двухконтурные схемы атомных электростанций получили до настоящего времени наибольшее распространение.

Трехконтурные схемы связаны с применением реакторов на быстрых нейтронах и жидких расплавленных металлов (калия, натрия или их сплава, свинца, висмута или их сплава) в качестве теплоносителя (рис. 25-10,*в*). В этом случае можно получить высокую температуру и давление рабочего тела — водяного пара и применять обычное паротурбинное оборудование большой мощности.

Между первым контуром с ядерным реактором и третьим контуром с паровой турбиной включают промежуточный второй контур, в котором циркулирует также жидкий расплавленный металл, переносящий тепло из первого контура в третий — водяному пару. Второй промежуточный контур включают для снижения радиоактивности при передаче тепла водяному пару, ввиду повышенной радиоактивности жидкого металла первого контура.

Работа с жидкими металлами высокой температуры (650°C) сложна: натрий при соприкосновении с водой взрывоопасен; при пониженных температурах жидкий металл застывает, что также затрудняет эксплуатацию установок; требуется специальное сложное оборудование.

Использование реакторов-размножителей на быстрых нейтронах позволяет воспроизводить ядерное горючее в количестве, превышающем на 25—40% затраченное топливо (коэффициент воспроизводства 1,25—1,40), т. е. обеспечивать горючим ввод новых АЭС в соответствии с потребностями энергетики страны. Их достоинством является также высокий к. п. д. и возможность применения обычных турбоустановок.

В СССР и США построены подобные установки промышленно-экспериментального значения.

Ведутся работы по созданию АЭС с бридерами с двухконтурными схемами.

Для иллюстрации названных выше типичных технологических схем приводим принципиальные тепловые схемы некоторых АЭС.

Схема первой атомной электростанции Советского Союза включает уран-графитовый реактор; циркуляционные насосы первого контура; парогенератор, состоящий из трех теплообменников: экономайзера, испарителя и пароперегревателя; паровую турбину мощностью 5 МВт с конденсатором и деаэратором; насосы питательной воды второго контура (рис. 25-11). Вода первого контура давлением 10 МПа подогревается в реакторе от 190 до 270°C; турбина работает паром с параметрами 1,2 МПа, 260°C; к. п. д. этой электростанции с низкими параметрами пара и небольшой турбиной — около 17%.

В СССР успешно работают энергоблоки Нововоронежской АЭС мощностью 210 МВт на насыщенном паре (три турбины по 70 МВт,

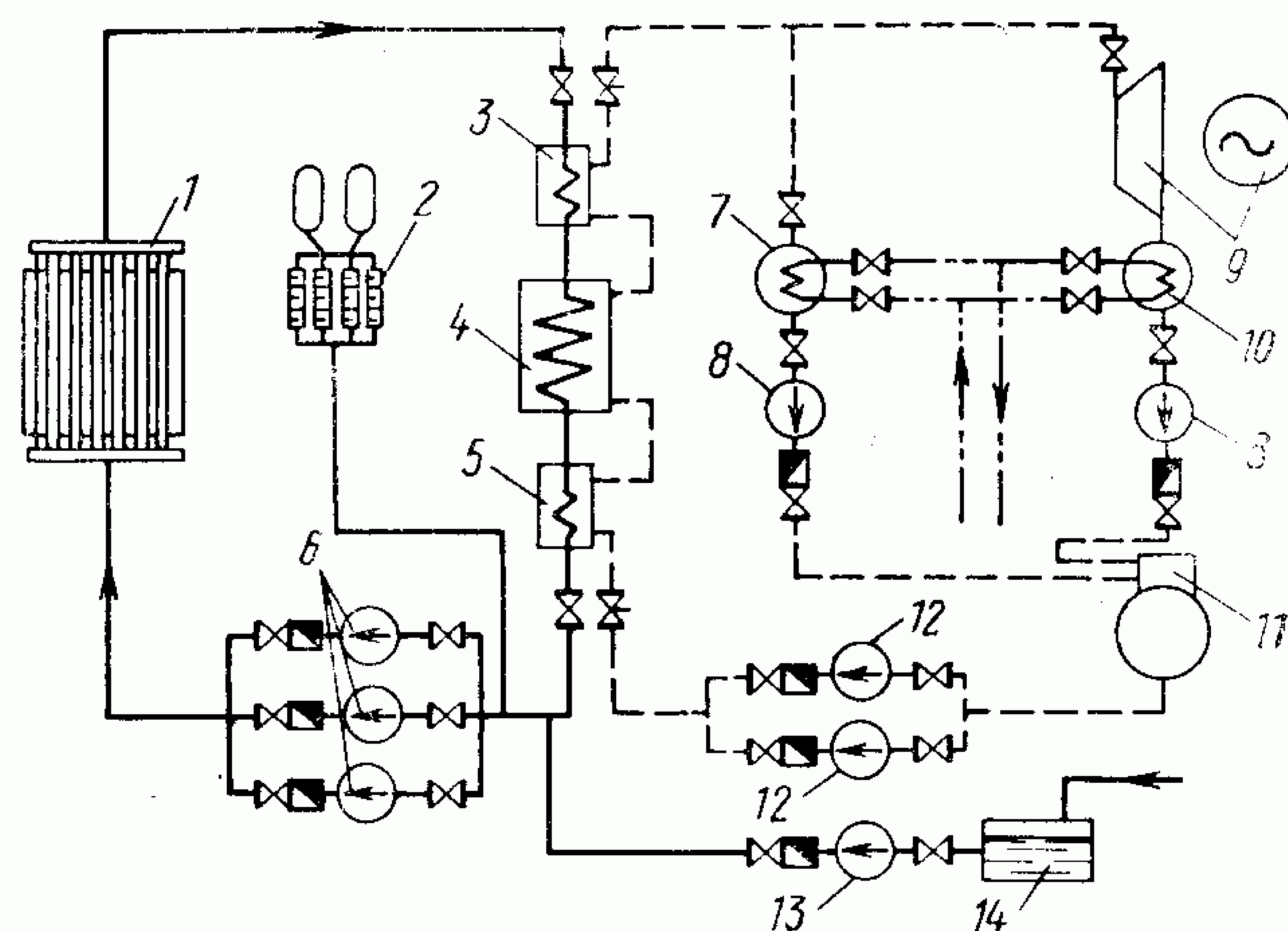


Рис. 25-11. Принципиальная тепловая схема первой атомной электростанции СССР.

1 — ядерный реактор; *2* — компенсатор объема; *3* — пароперегреватель; *4* — испаритель; *5* — экономайзер; *6* — циркуляционный насос; *7* — технологический конденсатор; *8* — конденсатный насос; *9* — турбоагрегат; *10* — конденсатор; *11* — деаэратор; *12* — питательный насос; *13* — подпиточный насос; *14* — бак подпиточной воды.

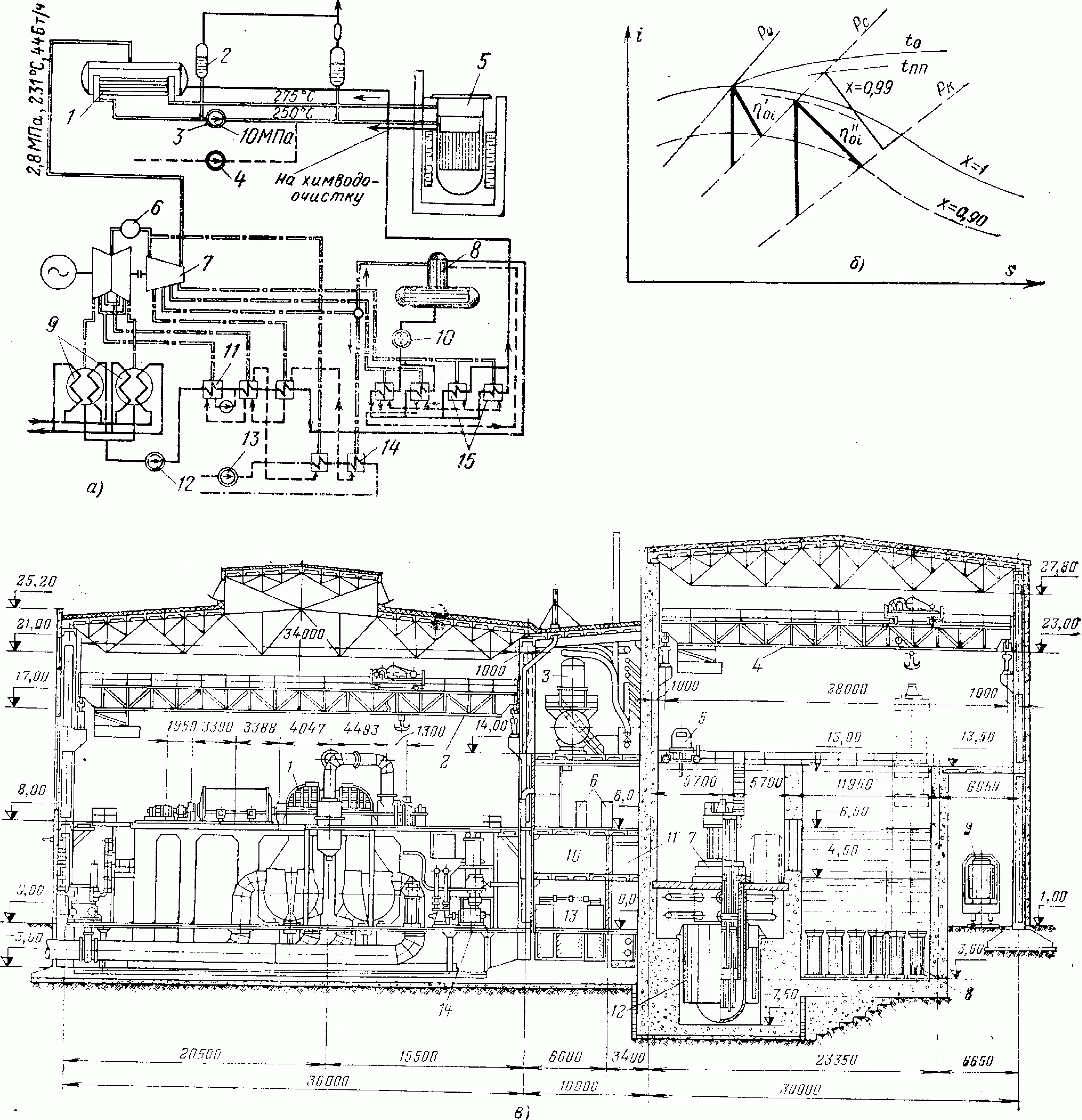


Рис. 25-12. Атомная электростанция на насыщенном водяном паре с сепарацией влаги.

а — принципиальная тепловая схема (энергоблок первой очереди Нововоронежской АЭС); *1* — парогенератор; *2* — компенсатор объема; *3* — главный циркуляционный насос; *4* — подпиточный насос; *5* — реактор; *6* — сепаратор; *7* — турбоагрегат; *8* — деаэратор; *9* — конденсатор; *10* — питательный насос; *11* — подогреватели низкого давления; *12* — конденсатный насос; *13* — сетевой насос; *14* — подогреватель сетевой воды; *15* — подогреватели высокого давления; *б* — схема процесса работы пара в *i*, *s*-диаграмме; *в* — компоновка главного корпуса Нововоронежской АЭС (поперечный разрез первой очереди): *1* — турбоагрегат; *2* — мостовой кран машинного зала; *3* — деаэратор; *4* — мостовой кран реакторного зала; *5* — перегрузочный кран; *6* — щит системы управления и защиты; *7* — реактор; *8* — чехол для кассет; *9* — контейнер; *10* — кабельный полуэтаж; *11* — «грязный» коридор; *12* — бак водяной защиты; *13* — распределительное устройство собственного расхода; *14* — питательный насос.

3,0 МПа, 232°С) и 440 МВт (2 турбины по 220 МВт, 4,4 МПа, 255°С) с водо-водяными реакторами типа ВВЭР. Для турбин, работающих на насыщенном паре, характерно включение между цилиндрами турбины сепаратора влаги, удаляемой из рабочего потока пара в линию конденсата второго контура. В схеме турбоустановки предусматривается развитый регенеративный подогрев воды в подогревателях низкого и высокого давления и деаэраторе (рис. 25-12,*а*, *б*). Турбоустановка первого энергоблока Нововоронежской АЭС имеет к. п. д. около 29%. Турбоустановка 220 МВт имеет кроме сепарации влаги промежуточный перегрев пара между цилиндрами при давлении около 0,3 МПа до 240°С.

В схеме энергоблока с турбинами мощностью 500 МВт, примерно 6,5 МПа и 280°С предусматриваются сепарация влаги и промежуточный перегрев пара между цилиндрами турбины при давлении 0,3 МПа паром отбора из цилиндра высокого давления и свежим паром до температуры 265°С (рис. 25-13).

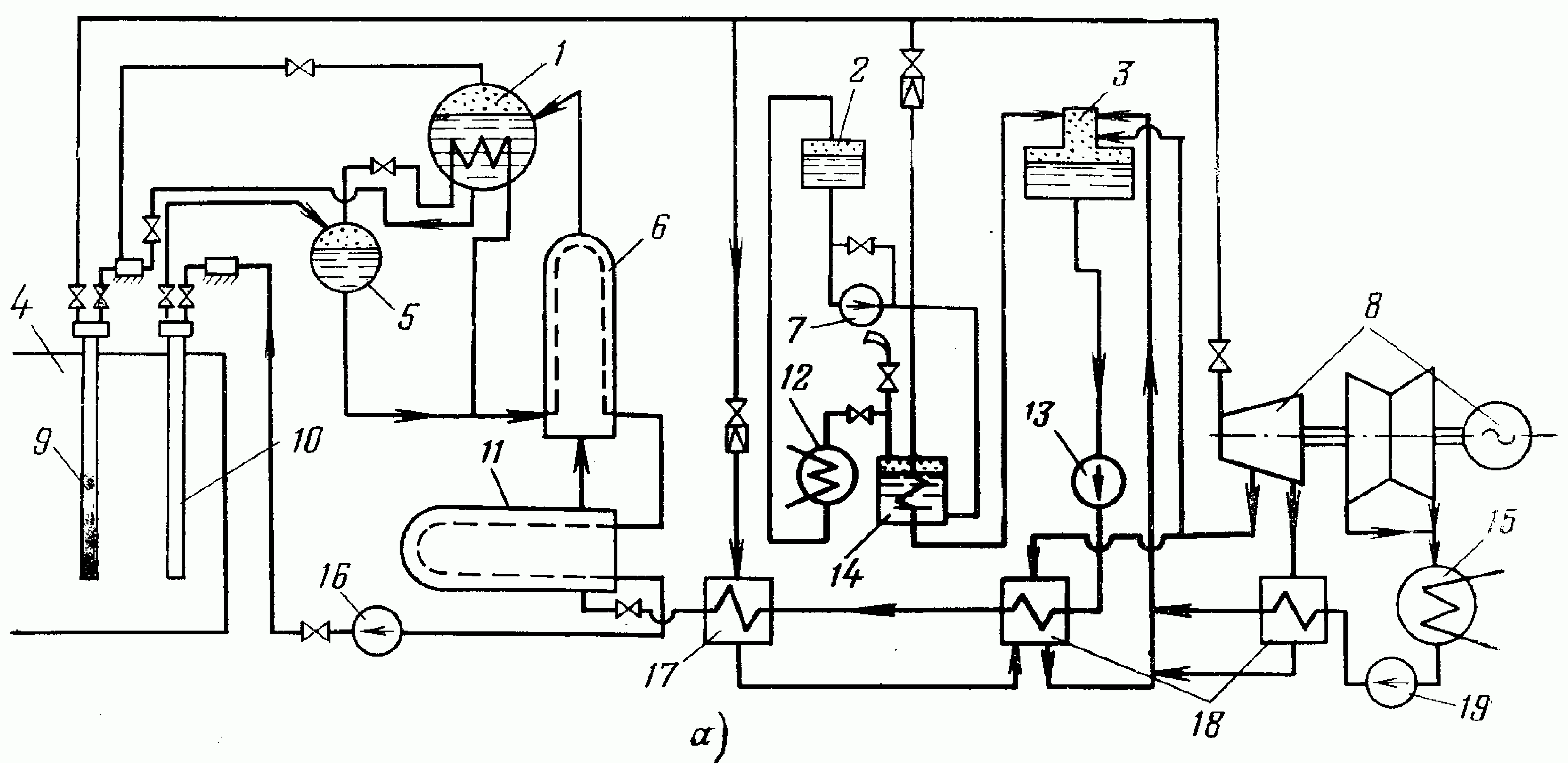
Оригинальная тепловая схема принята на Белоярской АЭС. Пароводяная смесь из испарительной зоны уран-графитового реактора с паросодержанием до 20% поступает в барабан-сеператор, из которого вода после двух ступеней экономайзера перекачивается насосом первого контура при давлении около 15,0 МПа и температуре около 300°С в реактор, а пар проходит через пароперегревательный канал реактора в типовую турбину 100 МВт при 9,0 МПа, 500°С (рис. 25-14,*а*, *б*). Успешно работающий первый энергоблок с такой схемой имеет к. п. д. около 35%.

Второй энергоблок мощностью 200 МВт этой АЭС имеет параметры пара перед турбиной 8,0 МПа и 510°С и к. п. д. 35,2%. На Ленинградской АЭС применена одноконтурная схема с реактором РБМК-1000 на насыщенном паре. При электрической мощности в 1000 МВт параметры пара перед турбиной 6,4 МПа, 280°С. Применена сепарация пара после ЦВД с последующим паровым промперегревом до 260°С. В барабан-сепаратор подается питательная вода из деаэратора, ПВД не устанавливаются. К. п. д. энергоблока 31,8%.

На рис. 25-15 показана схема английской АЭС Данджнесс с уран-графитовыми реакторами (теплоноситель — углекислый газ). Парогенератор выполняется в виде вертикальной

Рис. 25-13. Принципиальная тепловая схема блока 500 МВт АЭС на насыщенном водяном паре, с сепарацией влаги и двухступенчатым промежуточным перегревом свежим и отборным паром.

А и *К* — анионитная и катионитная конденсатоочистки; *СМ* — смеситель; *С* — сепаратор; *РП* — регенеративный подогреватель.



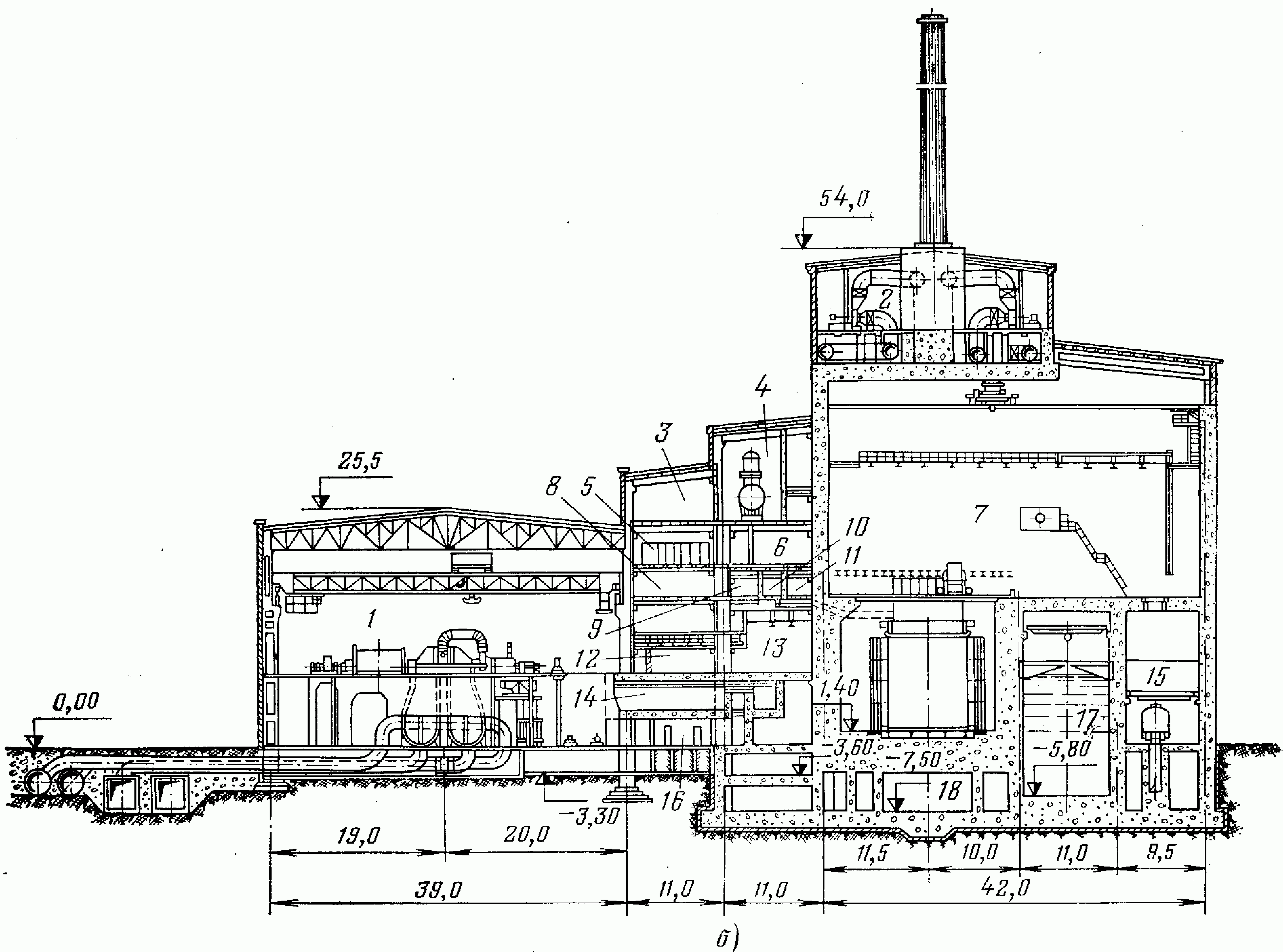


Рис. 25-14. Атомная электростанция с перегревом пара в ядерном реакторе (энергоблок первой очереди Белоярской АЭС).

а — принципиальная тепловая схема: *1* — испаритель; *2* — бак аварийного расхолаживания; *3* — деаэратор; *4* — реактор; *5* — барабан-сепаратор; *6* — вторая ступень экономайзера; *7* — насос технологического конденсата; *8* — турбоагрегат; *9* — пароперегревательный канал; *10* — испарительный канал; *11* — первая ступень экономайзера; *12* — конденсатор; *13* — питательный насос; *14, 15* — конденсаторы; *16* — циркуляционный насос; *17* — теплообменник; *18* — регенеративные подогреватели; *19* — конденсатный насос; *б* — компоновка главного корпуса (поперечный разрез): *1* — машинный зал; *2* — вентиляционная установка; *3* — помещения для вентиляционных установок; *4* — деаэраторная; *5* и *8* — помещения щита управления; *6, 9, 10* и *11* — помещения системы контроля за состоянием рабочих каналов; *7* — главный зал; *12* — приборы контроля расхода воды и температуры; *13, 15* — транспортные коридоры: *14* — коридор трубопроводов и редукционно-охладительной установки (РОУ); *16* — распределительное устройство собственного расхода; *17* — бассейн для выдержки отработавших каналов; *18* — помещение для приводов системы управления.

Рис. 25-15. Принципиальная тепловая схема атомной электростанции с газовым теплоносителем (АЭС Данджнесс, Англия).

1 — ядерный реактор; 2 — парогенератор; 3 — турбогазодувка, 4, 17 — питательные насосы высокого и низкого давления; 5, 6 — экономайзер низкого и высокого давления; 7 и 8 — испаритель низкого и высокого давления; 9, 10 — пароперегреватель низкого и высокого давления; 11 — турбина; 12 — генератор; 13 — конденсатор; 14 — конденсатный насос; 15 и 18 — подогреватели низкого и высокого давления; 16 — деаэратор.

колонны значительной высоты, в которой последовательно (снизу вверх) размещаются экономайзеры, испарители и перегреватели трактов низкого (3,8 МПа) и высокого (10 МПа) давления. Перегретый пар высокого давления проходит через приводную турбину газодувки, проработав в ней, смешивается с потоком насыщенного пара низкого давления и после перегрева до 390°С поступает в главную турбину. Коэффициент полезного действия АЭС Данджнесс около 32,5%. Газовые реакторы и парогенератор имеют большие размеры и дороги. Расход энергии на привод воздуходувок велик (на АЭС Колдер-Холл примерно 17% выработки электрической мощности). Эксплуатация АЭС выявила коррозионное действие углекислого газа высокой температуры на металл оборудования.

Компоновка главного корпуса

Главный корпус атомной электростанции состоит из реакторного помещения, машинного зала, подобного машинному залу электростанции на органическом топливе, промежуточных и дополнительных помещений, в которых находятся парогенераторы, деаэраторы, трубопроводы, щиты управления и контроля, электрические распределительные устройства собственного расхода, вентиляционные и другие устройства.

Поперечные разрезы главного корпуса первых энергоблоков Нововоронежской и Белоярской ГРЭС показаны на рис. 25-12,*в* и 25-14,*б*. Назначение отдельных помещений видно из рисунков и подписей к ним. Необходимо обратить внимание на большую толщину стен, перекрытий и фундаментных плит реакторного помещения.

В настоящее время атомная энергетика развивается путем сооружения в основном АЭС с водо-водяными реакторами на тепловых нейтронах, в СССР типов ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 (табл. 25-2), а также с канальными реакторами большой мощности типа РБМК-1000.

Таблица 25-2

Показатели	Тип реактора	
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Число турбоагрегатов и их мощность, МВт	2×220	2×500*
Давление воды в реакторе, МПа	~12,5	~16,0
Давление пара перед турбинами, МПа	~4,4	~6,0
Число парогенераторов и их производительность, т/ч	6×450	4×1470
К. п. д. энергоблока нетто, %	29,7	31,7
Собственный расход электроэнергии, %	7,2	5,3
Удельная кубатура главного корпуса, м³/кВт	0,83	0,56
Удельные капиталовложения, руб/кВт	200—220	170—190
Себестоимость электроэнергии, коп/(кВт·ч)	0,65	0,6

* В дальнейшем энергоблоки с реакторами ВВЭР-1000 будут иметь турбоагрегаты 1000 МВт.

В качестве топлива используется двуокись урана, обогащенная изотопом U-235 (3,3—4,4%). Активная зона реактора ВВЭР-1000 рассчитана на тепловую мощность 3000 МВт, высота ее 3,5 м. Высота реактора 24,3 м. Тепловая схема АЭС — двухконтурная. Расход воды в первом контуре 76 000 м³/ч, температура на входе в реактор 288°С, средний подогрев ее в активной зоне 34°С.

Парогенератор насыщенного пара давлением примерно 6,4 МПа выполняется как горизонтальный теплообменник с погруженным трубным пучком из нержавеющей стали.

Главный циркуляционный насос производительностью 19 000 м³/ч и напором около 0,75 МПа вертикального типа имеет привод от асинхронного электродвигателя мощностью 7000 кВт.

На рис. 25-16 показан поперечный разрез главного корпуса АЭС с реактором ВВЭР-1000.

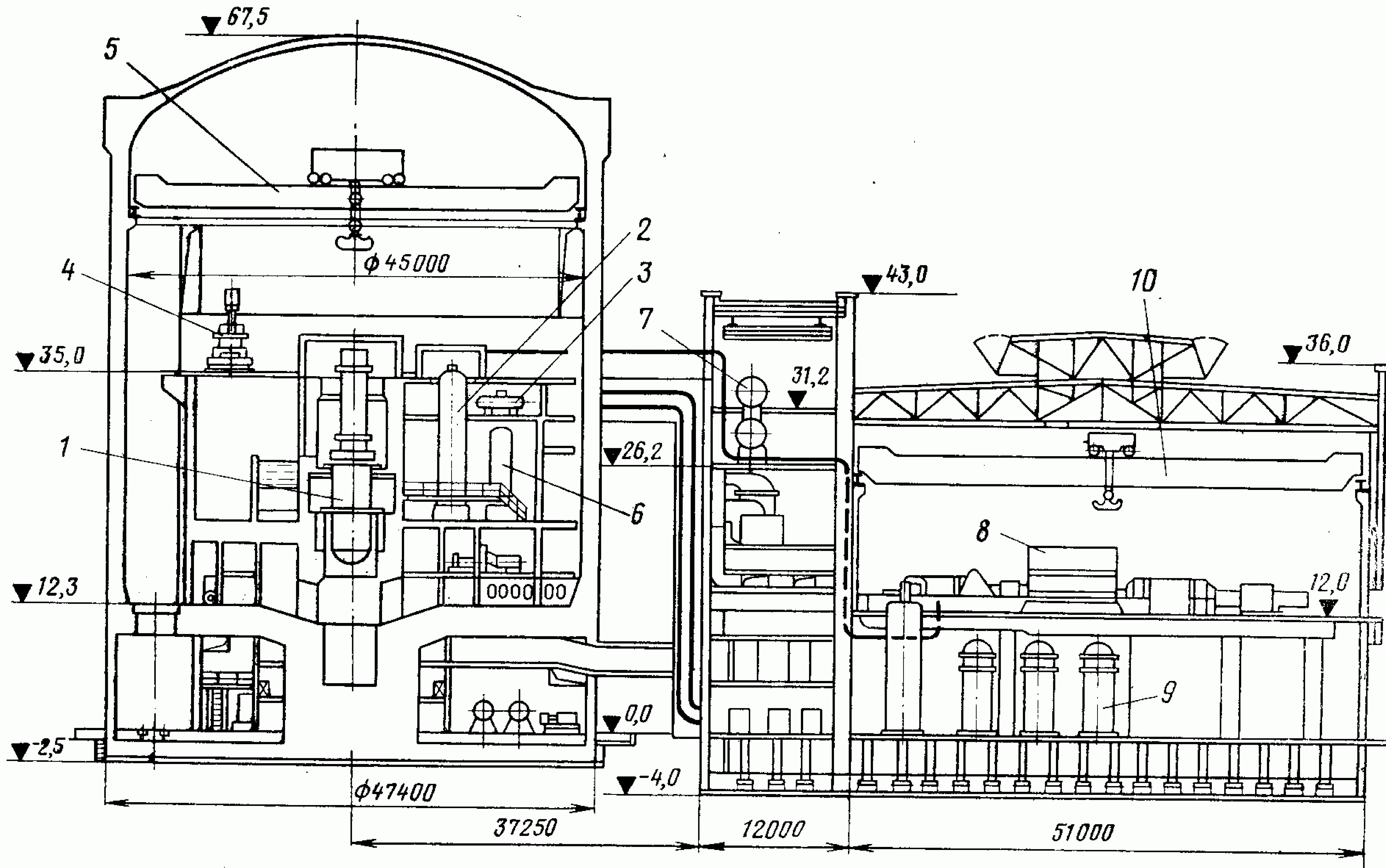


Рис. 25-16. Поперечный разрез главного корпуса АЭС с ВВЭР-1000 и двумя турбоагрегатами по 500 МВт.

1 — реактор; *2* — компенсатор объема; *3* — барботер; *4* — машина для перегрузки кассет; *5* — кран реакторного отделения; *6* — емкость безопасности; *7* — деаэратор; *8* — турбоагрегат; *9* — регенеративные подогреватели; *10* — кран турбинного отделения.

Здание машинного зала имеет металлический каркас.

Реакторное отделение размещается в герметичном здании цилиндрической формы с куполообразным верхом (рис. 25-17). Здание выполняется из монолитного предварительно напряженного железобетона и рассчитано на внутреннее давление около 0,5 МПа и температуру 150°С, которые могут возникнуть при неожиданном разрыве трубопровода главного циркуляционного контура диаметром 850 мм.

Воздух в реакторном отделении очищается от аэрозолей и газообразного йода в фильтрах замкнутой системы вентиляции.

Оборудование водоочистки и вентиляции размещается в специальном корпусе, выполняемом из сборного и монолитного железобетона.

В СССР также ведутся разработки атомных ТЭЦ (АТЭЦ).

Состояние и перспективы развития АЭС

В СССР за десятую пятилетку предусматривается ввод АЭС общей мощностью 13—15 млн. кВт.

Работают АЭС с реакторами на тепловых нейтронах типов: ВВЭР — мощностью (брутто) 210, 365, 440 МВт; реакторы канального типа АМБ — мощностью 100 и 200 МВт; реакторы кипящего типа ВК — мощностью 50 МВт.

С установкой реактора ВВЭР-1000 с двумя турбинами по 500 МВт, 1500 об/мин мощность Нововоронежской АЭС достигнет 2,5 млн. кВт. Давление пара этого энергоблока 6,0 МПа, к. п. д. брутто 33,4%. Новые канальные реакторы кипящего типа РБМК Ленинградской АЭС имеют электрическую мощность 1000 МВт с двумя турбинами 500 МВт, 3000 об/мин, давление пара 6,5 МПа, к. п. д. брутто 33,4%. Реакторы такого типа работают на слабообогащенном уране, с возможным воспроизводством ядерного горючего.

В перспективе возможно создание более мощных канальных реакторов с перегревом пара типа РБМКП-2000.

В 1973 г. введен первый блок Билибинской АТЭЦ на Чукотке 12 МВт с уран-графитовым канальным реактором.

Реакторы на тепловых нейтронах требуют большого расхода урана или освоения тория. В реакторах на быстрых нейтронах, используя плутоний и уран-238 (запасы которого в 130 раз больше, чем урана-235), можно получить двойное количество плутония через 6—8 лет. Мощность электростанций в СССР удваивается примерно через 8 лет, поэтому такое время удвоения плутония в реакторах на быстрых нейтронах можно считать оптимальным. Реакторы на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем установлены на АЭС в г. Шевченко (БН-350) и устанавливаются на Белоярской АЭС (БН-600).

Применение натриевого теплоносителя позволяет получить высокие тепловые нагрузки при малых давлениях в реакторе; при газовом теплоносителе (например, гелии) требуется высокое его давление в реакторах.

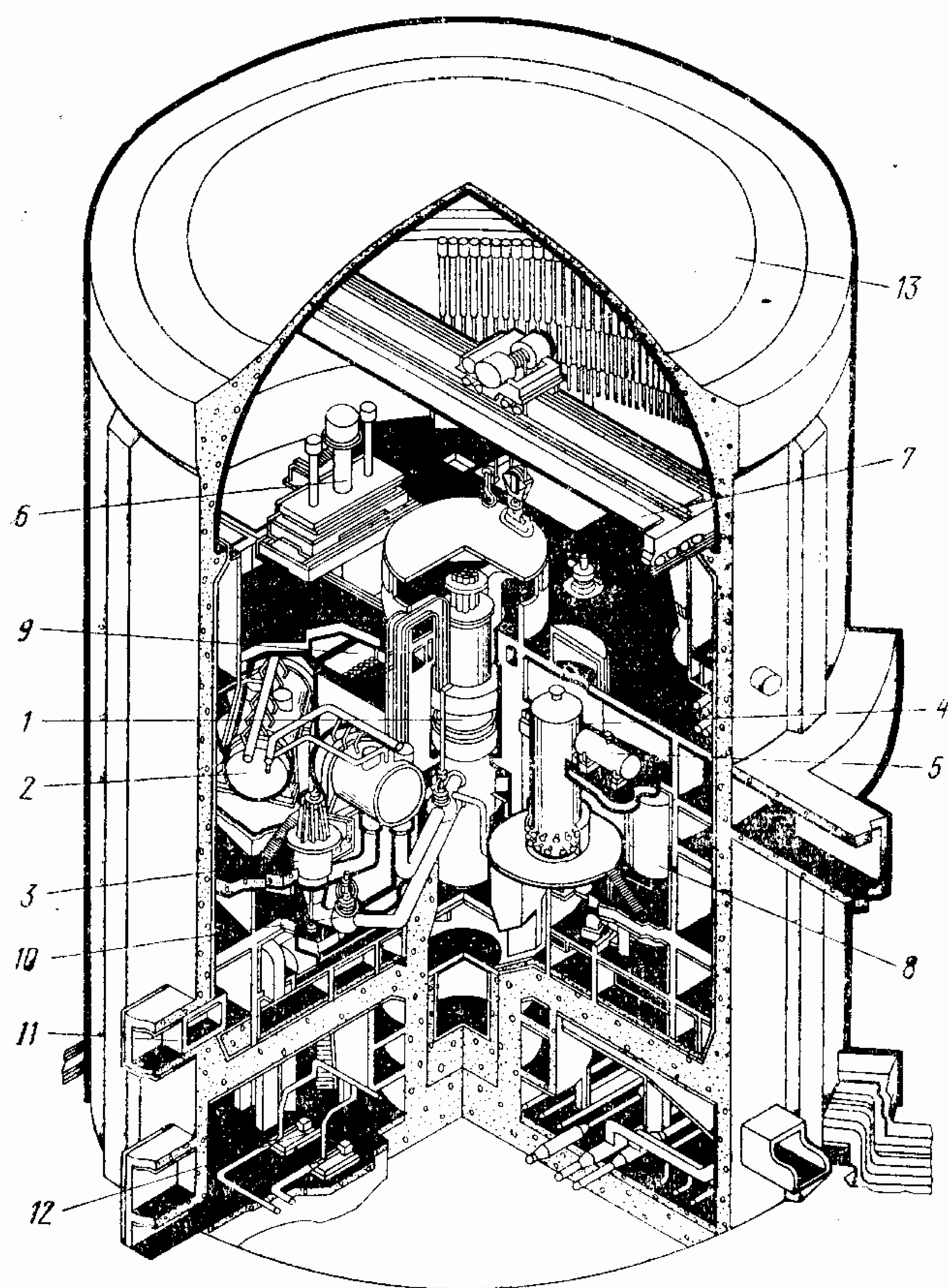


Рис. 25-17. Компоновка реакторного отделения АЭС.

1 — реактор ВВЭР-1000; *2* — парогенератор; *3* — главный циркуляционный насос; *4* — компенсатор объема; *5* — барботер; *6* — машина для перегрузки кассет; *7* — кран реакторного отделения: *8* — емкость безопасности; *9* — бассейн выдержки отработавшего топлива; *10* — главная запорная задвижка; *11* — основной шлюз; *12* — насосы аварийного охлаждения; *13* — железобетонная оболочка.

Ввода на АЭС реакторов на быстрых нейтронах можно ожидать к 1985 г. АЭС с такими реакторами должны будут нести базовую нагрузку, АЭС с тепловыми реакторами смогут участвовать в регулировании нагрузки (частоты) в энергосистеме.

В ряде стран за рубежом разрабатываются реакторы-бридеры на быстрых нейтронах с газовым теплоносителем.

Предполагается, что общая мощность АЭС за рубежом к 1980 г. составит 340 млн. кВт, из них 80% — с водоохлаждаемыми реакторами. Доля реакторов-бридеров на быстрых нейтронах с натриевым охлаждением составит к 1990 г. около 10% общей мощности АЭС, высокотемпературных реакторов-бридеров с газовым охлаждением — около 20%. Высокотемпературные реакторы могут сочетаться с газовыми турбинами. Мощность АЭС в США к 1980 г. составит примерно 132 млн. кВт. Запроектирована, в частности, плавучая АЭС 2300 МВт с двумя реакторами, с передачей электроэнергии кабелями, проложенными по морскому дну.

В Англии были построены 11 АЭС общей мощностью 5000 МВт с газографитовыми («магноксовыми») реакторами на природном уране. Коррозия углеродистых сталей этих реакторов потребовала снижения рабочей температуры газов и уменьшения мощности энергоблоков на 10—15%.

В строительстве находятся 5 АЭС мощностью по 1250 МВт с двумя газоохлаждаемыми реакторами на слабообогащенном уране и двумя турбоагрегатами по 660 МВт.

Предполагается строительство промышленной АЭС с «быстрым» реактором с натриевым теплоносителем электрической мощностью 1300 МВт. В период 1975—1986 гг. предполагается построить АЭС общей мощностью 40 000 МВт, в том числе 15 000 МВт с реакторами на быстрых нейтронах.

Во Франции работают 12 АЭС с реакторами на тепловых нейтронах общей мощностью около 2750 МВт. Мощность АЭС Франции должна была составить в 1975 г. 4500 и возрасти к 1980 г. до 14 000, к 1985 г. — до 17 000 МВт. Проектируется совместно с ФРГ и Италией АЭС с реактором на быстрых нейтронах мощностью 1200 МВт.

В ФРГ действуют 11 АЭС общей мощностью 2230 МВт, с реакторами различных типов (с перегревом пара, на тяжелой воде, газовым и натриевым теплоносителями, кипящим и др.).

В 1973—1976 гг. планировался ввод в эксплуатацию 8 АЭС общей мощностью 7500 МВт с различными реакторами. Разрабатываются реакторы с торием, одноконтурные АЭС с гелиевой турбиной. Общая мощность АЭС должна достигнуть в 1980 г. около 22 000 МВт.

В Японии в 1973 г. имелось 8 АЭС общей мощностью около 3000 МВт, в 1975 г. их мощность должна была возрасти до 5100 МВт.

По данным МИРЭК-IX (1974 г.), мощность АЭС в 1975 г. оценивается в размере 100 млн. кВт, она составит 1200 млн. кВт в 1990 г. и примерно 3200 млн. кВт в 2000 г. Преобладать в этот период будут АЭС с водо-водяными реакторами. Доля мощности АЭС с реакторами на быстрых нейтронах составит в несоциалистических странах в 1990 г. 4%, а в 2000 г. — около 30%.

Экономичность АЭС с бридерами зависит существенно от времени удвоения, которое снижается в США с 30 лет у первого бридера до 10 лет и менее на последующем. АЭС с бридерами займут базовую часть графика нагрузки, вытесняя в полубазовую часть АЭС на тепловых нейтронах.

25-4. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С МГД-ГЕНЕРАТОРАМИ

Магнитогидродинамический (МГД) метод преобразования тепловой энергии в электрическую заключается в создании электродвижущей силы и электрического тока в потоке горячих ионизированных газов (высокотемпературной плазме), движущемся в магнитном поле (рис. 25-18).

Электрический ток генерируется в магнитном канале в результате пересечения ионизированным газовым потоком магнитных силовых линий; на электродах-коллекторах индуцируется постоянный электрический ток, который можно преобразовать в переменный. Газовый поток подается в канал через сопло, в котором тепловая энергия газа преобразуется в кинетическую энергию направленного движения; каналу придается форма диффузора или он завершается диффузором. Получение ионизированного газа со свойствами электрического проводника возможно при высокой температуре (2000—3000°С и выше).

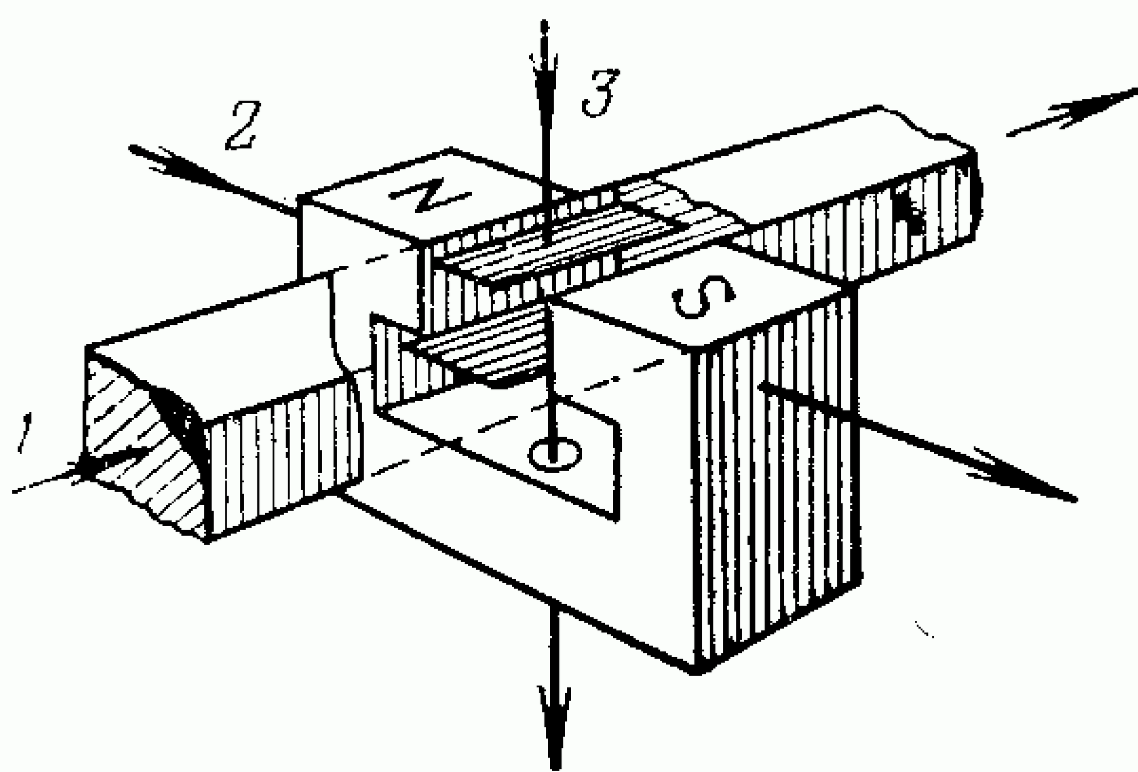


Рис. 25-18. Принципиальная схема магнитогидродинамического способа получения электроэнергии.

1 — поток газа; 2 — магнитное поле; 3 — электрический ток.

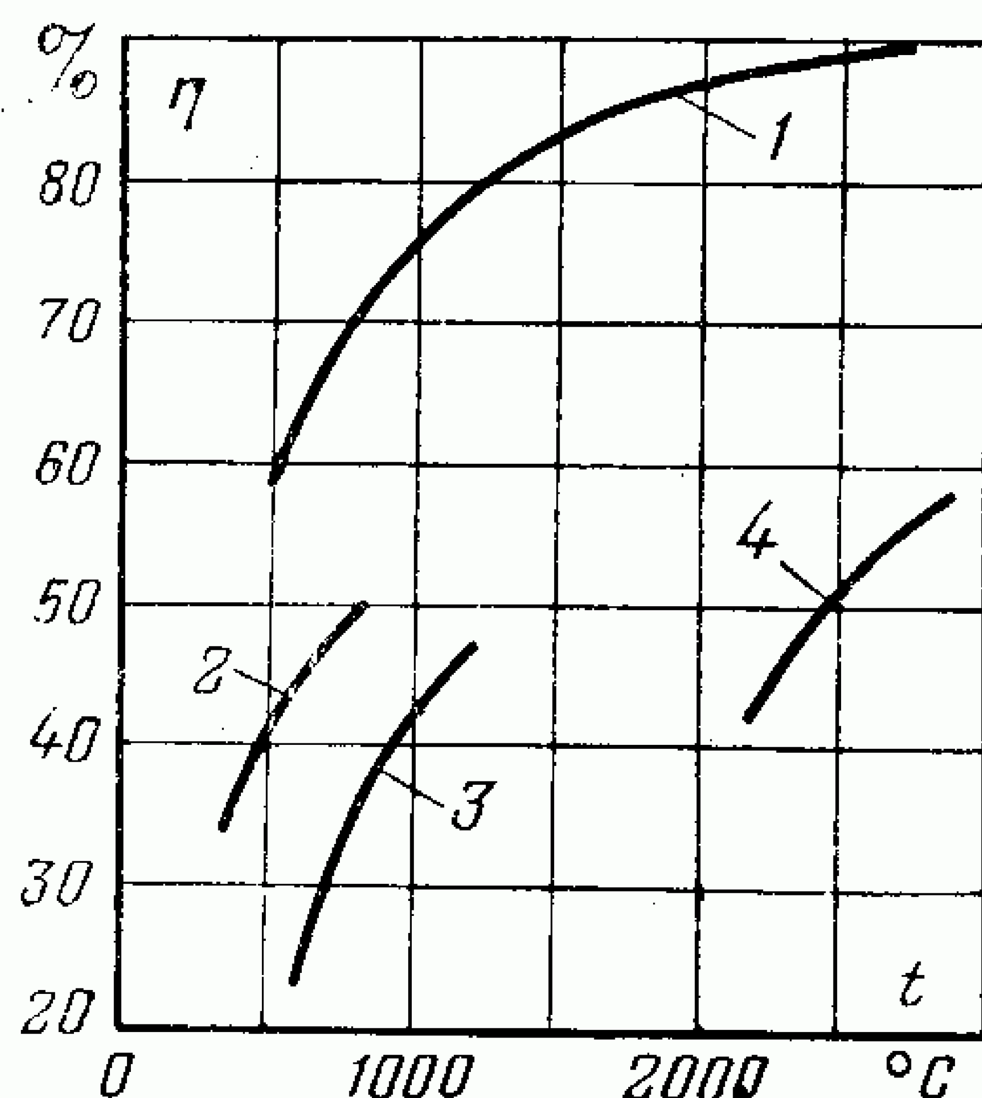


Рис. 25-19. Зависимость к. п. д. тепловых электростанций от начальной температуры.

1 — цикл Карно; 2 — паротурбинная установка; 3 — газотурбинная установка; 4 — установка с МГД-генератором.

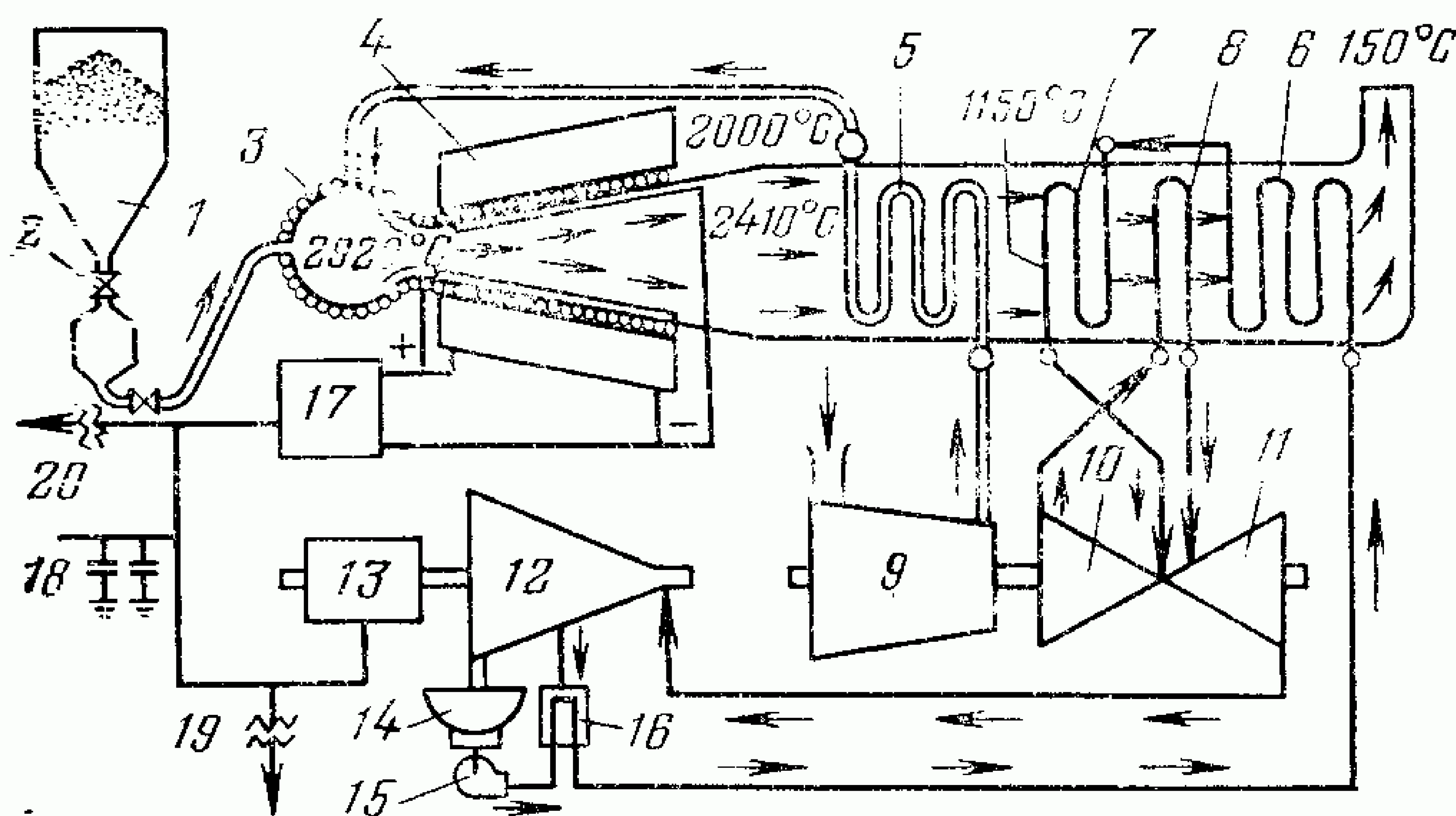


Рис. 25-20. Схема МГД-установки открытого типа на органическом топливе.

1 — пылеугольный бункер; 2 — питатель пыли; 3 — камера сгорания; 4 — электромагнит; 5 — регенератор; 6 — парогенератор; 7 — пароперегреватель; 8 — промежуточный перегреватель пара; 9 — воздушный компрессор; 10, 11, 12 — цилиндр высокого, среднего и низкого давления турбины; 13 — электрический генератор мощностью 107 МВт; 14 — конденсатор; 15 — конденсатный насос; 16 — регенеративный подогреватель низкого давления; 17 — преобразователь постоянного тока в переменный; 18 — электрические конденсаторы; 19 — отвод энергии собственного расхода; 20 — отпуск энергии в сеть (450—460 МВт).

Газовый поток выходит из канала с температурой 1500—2000°С. Дополнительное использование тепла газов, выходящих из МГД-генератора, возможно в газотурбинной или паротурбинной установке.

Благодаря высокой температуре газов и получению значительной дополнительной мощности в турбоустановке за каналом к. п. д. электростанции с МГД-генераторами может достичь 50—60% (рис. 25-19).

Добавление некоторых веществ повышает электропроводность ионизированных газов и силу индуцируемого электрического тока. В поток продуктов сгорания органических топлив добавляют щелочные металлы, например порошок хлористого кальция (поташа). К инертным газам — гелию или аргону — добавляют более дорогое вещество — цезий.

Источником тепла при получении высокотемпературного газового потока может быть органическое топливо, в частности уголь, или ядерное горючее. В первом случае применяют открытую схему с удалением отработавших газов в атмосферу; во втором случае — закрытую схему с замкнутой циркуляцией газового теплоносителя. Осуществление установок с МГД-генераторами требует применения огнеупорных, жаростойких и термостойких материалов. К таким материалам относятся керамика, нитриды, карбиды, окислы металлов, некоторые чистые металлы (вольфрам, тантал, ниобий, молибден) и др.

В ряде стран разрабатывают и осваивают разнообразные схемы полупромышленных и промышленных МГД-установок различной мощности.

В качестве примера на рис. 25-20 показана тепловая схема МГД-установки *открытого* типа с использованием органического топлива, предложенная в США. Для повышения температуры газов предлагается обогащение воздуха кислородом; при мощности установки 500 МВт требуется 3300 т кислорода в сутки. Проектная мощность МГД-генератора — около 338 МВт, парового турбоагрегата — около 152 МВт; к. п. д. такой электростанции равен 50—53%. На рис. 25-21 показана схема установки *закрытого* типа с ядерным реактором, гелием в качестве рабочего тела и добавкой цезия.

Несмотря на увеличенные капиталовложения на МГД-установках по сравнению с обычными паротурбинными установками на органическом топливе предполагается, что стоимость электроэнергии на электростанциях обоих типов будет примерно одинакова.

Магнитогидродинамическая установка У-25 в СССР нагружалась до 3—6 МВт с длительностью работы до 12 ч. Разрабатывается де-

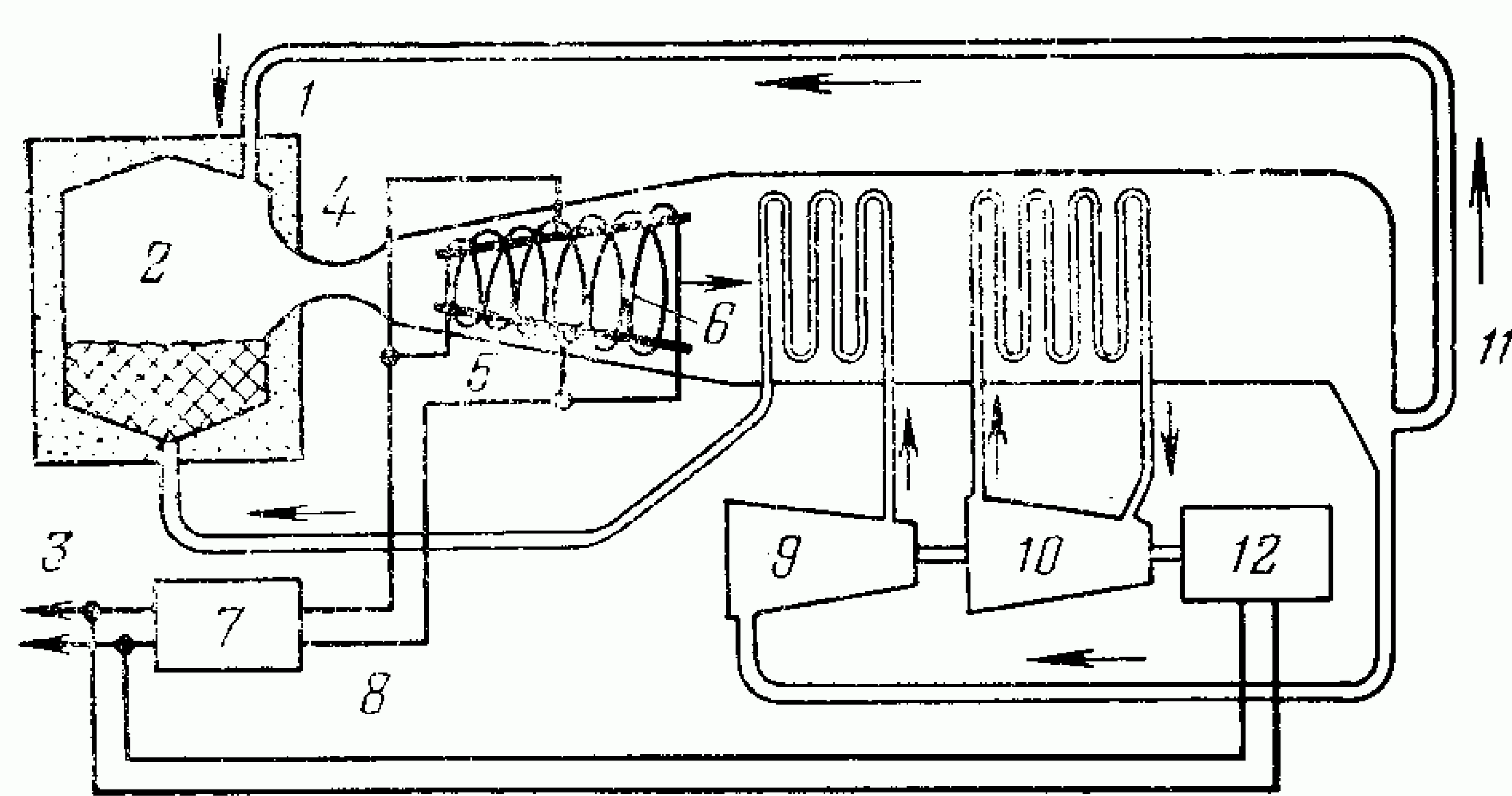


Рис. 25-21. Схема МГД-установки закрытого типа с ядерным реактором и гелием.

1 — впуск цезия; *2* — реактор; *3* — переменный ток; *4* — сопло; *5* — магнитная система; *6* — канал МГД-генератора; *7* — преобразователь постоянного тока в переменный; *8* — постоянный ток; *9* — компрессор; *10* — паротурбинная установка; *11* — регенерация цезия; *12* — генератор.

монстрационная МГД-установка открытого цикла на газовом или жидком топливе большой мощности, с вводом ее в эксплуатацию к 1985 г.

Примером схемы перспективной электростанции с МГД-генератором открытого типа может служить принципиальная схема электростанции с МГД-генератором мощностью примерно 500 МВт и паротурбинной установкой мощностью 800 МВт, исследованная Сибирским энергетическим институтом (СЭИ) и Институтом высоких температур (ИВТ) АН СССР (рис. 25-22).

Топливом принят природный газ, окислителем — смесь воздуха с кислородом, с различной его концентрацией. Конденсат паротурбинной установки подогревается последовательно в водяном экономайзере, регенеративной установке турбины и охладителе МГД-генератора. В газоходе за диффузором МГД-генератора размещены поверхности нагрева парогенератора, промежуточного перегревателя, подогреватели окислителя, а также фильтр для вывода ионизирующей присадки (поташа). Питательная вода после регенеративной подогревательной установки с температурой 270°С нагревается в охладителях камеры сгорания и МГД-генератора до температуры не выше 340°С перед парогенератором.

В проведенном расчетном исследовании приняты следующие исходные данные: скорость газов в МГД-генераторе примерно 850 м/с; температура стенки канала 1200 К, магнитная индукция $B=5$ Т, массовая концентрация присадки 1%; давление газовых продуктов сгорания за диффузором примерно 0,1 МПа. Конечная удельная электрическая проводимость плазмы изменялась в пределах от 1 до 11 См/м при температуре подогретого окислителя от 850 до 1800°С и массовом содержании кислорода в окислителе от 23,15 (воздух) до 75%. Кроме того, принято: потеря тепла от охлаждения камеры сгорания составляет 2% энтальпии продуктов сгорания; тепло, передаваемое при охлаждении диффузора, 10% теплоперепада в нем; потеря давления в камере сгорания 10% начального давления; потеря давления в тракте окислителя 0,025 МПа. Температура продуктов сгорания в системе сухого улавливания присадки снижается от 200 до 180°С из-за потерь тепла в окружающую среду.

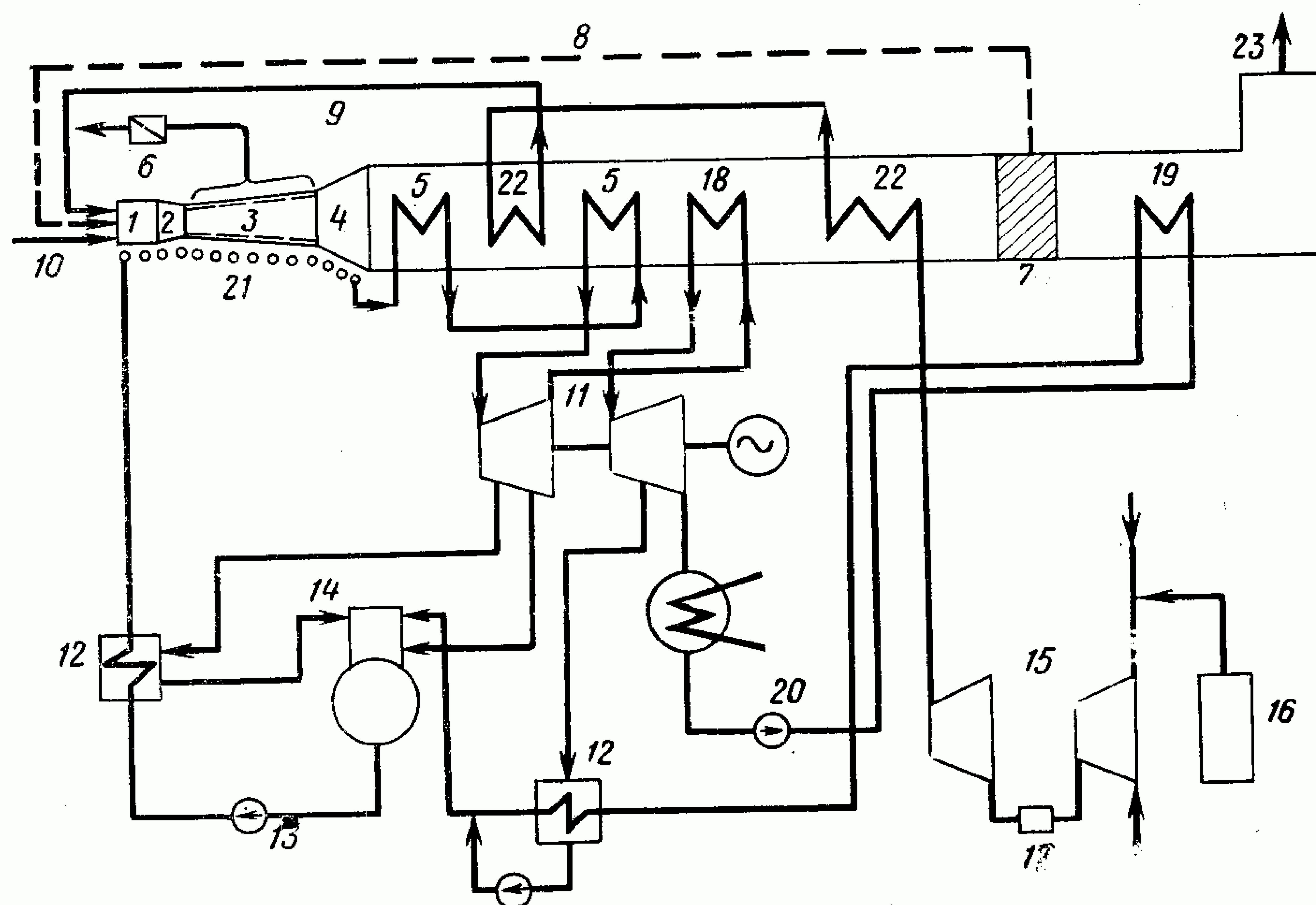


Рис. 25-22. Принципиальная тепловая схема электростанции с МГД-генератором открытого типа и паротурбинной установкой большой мощности.

1 — камера сгорания; *2* — сопло; *3* — МГД-генератор; *4* — диффузор; *5* — парогенератор; *6* — инвертор; *7* — система (фильтр) вывода присадки; *8* — присадка; *9* — окислитель (кислородно-воздушная смесь); *10* — горючее (природный газ); *11* — паровая турбина; *12* — регенеративные подогреватели; *13* — питательный насос; *14* — деаэратор; *15* — компрессор; *16* — кислородная установка; *17* — охладитель компрессора; *18* — промежуточный перегреватель; *19* — водяной экономайзер; *20* — конденсатный насос; *21* — охладитель МГД-генератора; *22* — подогреватель окислителя; *23* — отвод охлажденных газов.

Температура уходящих газов принята 125°C, потери рассеяния тепла в теплообменниках 2%. Коэффициент нагрузки принят 0,8; к. п. д. преобразователя постоянного тока в переменный (инвертора) 96%. В соответствии с расчетами получены следующие данные. В зависимости от концентрации кислорода в пределах от 23,15 до 60%, температуры окислителя 600—2000°C и конечной электрической проводимости газов 0—13 См/м температура в камере сгорания изменяется от 2000 до 3200°C. Давление в камере сгорания составляет 0,15—2,5 МПа; расход продуктов сгорания (2,5—25)·10³ кг/с. Рабочая длина МГД-генератора 2—40 м, ширина канала в начале 0,4—2,5 м, в конце 1,5—6,0 м. Начальная электрическая проводимость газов определена равной 4—25 См/м, в зависимости от температуры в камере сгорания (2100—3100°C).

В результате проведенных расчетов получена связь максимальных к. п. д. магнитогидродинамической электростанции (МГДЭС) с концентрацией кислорода (23,15—60%), конечной электрической проводимостью (1—11 См/м) и подогревом окислителя (300—2000°C). В указанных пределах изменения параметров МГД-генератора максимальный к. п. д. МГДЭС изменяется от 46 до 58%.

Ведутся исследования возможного использования МГДЭС в качестве маневренных установок, а также теплоэлектроцентралей.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ I

МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ЕДИНИЦ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН (СИ)

Важнейшие величины, обозначения и единицы измерения

Величина		Обозначение единицы
Наименование	Размерность	
Длина	L	м
Масса	M	кг
Время	T	с
Термодинамическая температура Кельвина	θ	К

Производные единицы

Величина		Обозначение единицы
Наименование	Размерность	
Частота периодического процесса	T^{-1}	Гц
Частота вращения	T^{-1}	$с^{-1}$
Плотность	$L^{-3}M$	кг/м^3
Удельный объем	L^3M^{-1}	м^3/кг
Момент инерции (динамический)	L^2M	кг·м^2
Момент инерции площади плоской фигуры, осевой	L^4	м^4
Момент сопротивления плоской фигуры	L^3	м^3
Количество движения (импульс)	LMT^{-1}	кг·м/с
Момент количества движения (момент импульса)	L^2MT^{-1}	кг·м^2/с
Сила, сила тяжести	LMT^{-2}	Н (ньютон)
Удельный вес	$L^{-2}MT^{-2}$	Н/м^3
Момент силы, момент пары сил	L^2MT^{-2}	Н·м
Импульс силы	LMT^{-1}	Нс
Давление, напряжение (механическое)	$L^{-1}MT^{-2}$	Па (паскаль)
Работа, энергия	L^2MT^{-2}	Дж (джоуль)
Мощность	L^2MT^{-3}	Вт (ватт)
Динамическая вязкость	$L^{-1}MT^{-1}$	Па·с
Кинематическая вязкость	L^2T^{-1}	м^2/с
Массовый расход	MT^{-1}	кг/с
Объемный расход	L^3T^{-1}	м^3/с
Электрическое напряжение, электрический потенциал	—	В (вольт)
Электрическое сопротивление	—	Ом
Полная мощность электрической цепи	—	В·А (вольт-ампер)
Количество теплоты, энтальпия, энергия внутренняя, свободная	L^2MT^{-2}	Дж
Удельное количество теплоты, удельная теплота	L^2T^{-2}	Дж/кг
Теплоемкость, энтропия системы	$L^2MT^{-2}\theta^{-1}$	Дж/К
Удельная теплоемкость, удельная энтропия	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	Дж/(кг·К)
Удельная газовая постоянная	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	Дж/(кг·К)
Тепловой поток	L^2MT^{-3}	Вт (ватт)
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи, теплопередачи)	$MT^{-3}\theta^{-1}$	Вт/(м^2·К)
Температурный градиент	$L^{-1}\theta$	К/м
Теплопроводность	$LMT^{-3}\theta^{-1}$	Вт/(м·К)
Температуропроводность	L^2T^{-1}	м^2/с

Единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Наименование величины	Обозначение единицы
Масса	т (тонна) = 10^3 кг
Время	мин, ч, сут
Температура Цельсия, разность температур	°С ($t = T - 273,15$)
Площадь	га (гектар) = 10^4 м^2
Объем, вместимость	л (литр) = 10^{-3} м^3
Частота вращения	об/с, об/мин
Работа, энергия	кВт·ч

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ РАЗЛИЧНЫМИ ЕДИНИЦАМИ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

Работа, энергия, количество тепла

1 кДж = 1 кВт·с = 1/3600 кВт·ч = $0,27778 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч = = 0,238846 ккал = 101,972 кгс·м;

1 кВт·ч = 3600 кДж = 859,845 ккал = 367098 кгс·м;

1 ккал = 10^{-6} Гкал = 10^{-3} Мкал = 4,1868 кДж = = 426,935 кгс·м;

1 кгс·м = 9,80665 Дж = 2,34228 кал = = $2,72407 \cdot 10^{-3}$ Вт·ч.

Мощность (здесь и дальше приводятся округленные значения)

1 кВт = 102 кгс·м/с = 860 ккал/ч = 0,239 ккал/с;
1 кгс·м/с = 9,81 Вт.

Давление (механическое напряжение)

1 Па = 1 Н/м² = 0,102 кгс/м² = 10,2·10⁻⁶ кгс/см² (ат) = = 102·10⁻⁹ кгс/мм² = 10⁻⁵ бар = = 0,102 мм вод. ст. = 7,50·10⁻³ мм рт. ст.;
1 кПа = 10,2·10⁻³ ат; 1 МПа = 10,2 ат;
1 кгс/см² (ат) = 98,1·10³ Па = 0,0981 МПа = = 0,981 бар = 10⁴ мм вод. ст. = = 735,6 мм рт. ст.

Удельная массовая теплоемкость, удельная энтропия

1 кДж/(кг·К) = 0,239 ккал/(кг·К);
1 ккал/(кг·К) = 4,187 кДж/(кг·К).

Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи

1 кДж/(м²·К·ч) = 0,239 ккал/(м²·К·ч);
1 кВт/(м²·К) = 860 ккал/(м²·К·ч);
1 ккал/(м²·К·ч) = 4,187 кДж/(м²·К·ч) = $=\frac{1}{860}$ кВт/(м²·К) = 1,163 Вт/(м²·К);
1 Вт/(м²·К) = 3,6 кДж/(м²·К·ч).

ПРИЛОЖЕНИЕ II

УСЛОВНЫЕ БУКВЕННЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Условные обозначения основных величин

Обозначение	Наименование величины
A	Энергетический коэффициент сложного цикла
B	Расход, запас топлива, кг/ч; т/ч; кг/год; т/год; т
b	Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч); г/(кВт·ч); т/(МВт·ч); кг/ГДж
C, c	Концентрация примесей в воде, мг/кг
c	Удельная стоимость (топлива и пр.); скорость среды, м/с; удельная теплоемкость вещества, кДж/(кг·К)
D	Массовый расход пара, конденсата, воды (за единицу времени), кг/с; кг/ч; т/ч; т/год
d	Удельный массовый расход пара, кг/(кВт·ч); т/(МВт·ч); диаметр трубопровода, см; м; мм
e	Коэффициент рабочего времени, безразмерный
F	Поверхность нагрева (охлаждения) теплообменника; площадь, м²; км²; га
f	Коэффициент нагрузки, %, удельная площадь, км²/ГВт; м²/кВт; сечение трубопровода, см²; м²
G	Массовый расход воды (охлаждающей, тепловой сети), кг/ч; т/ч
g	Коэффициент использования нагрузки, мощности (безразмерный); ускорение свободного падения, м/с²
H, h	Теплопадение пара, работа насоса, кДж/кг, высота подъема, м, мм; напор, создаваемый насосом, тягодутьевой машиной; гидравлическое сопротивление, Н/м²; Па; кПа; МПа
i	Энтальпия пара, воды, кДж/кг
k	Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К); Вт/(м²·К); кВт/(м²·К); коэффициент рассеяния тепла теплообменником
L, l	Длина трубопровода, здания, помещения, м
M	Масса, кг, т; момент силы (изгибающий, крутящий), Н·м
m	Кратность охлаждения, кг/кг; т/т
n	Число энергоблоков, ступеней регенеративного подогрева воды; параллельных линий трубопровода; частота вращения машины, об/мин; коэффициент запаса прочности металла
P	Усилие, сила, Н; кН; МН
p	Давление пара, воды, Н/м²; Па; кПа; МПа; коэффициент готовности (безразмерный)
Q	Расход тепла, тепловая нагрузка, Дж/ч; ГДж/ч; ГДж/год; кВт (кДж/с); кДж/кг
q	Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч); кДж/кг; коэффициент неготовности
R	Радиус (изгиба трубы)
r	Удельный (относительный) прирост (расхода пара, тепла, топлива), кг/(кВт·ч); т/(МВт·ч); кДж/(кВт·ч); кДж/кДж; скрытая теплота парообразования, кДж/кг
S	Годовые эксплуатационные расходы, издержки производства, руб/год
s	Себестоимость электроэнергии, коп/(кВт·ч); руб/(МВт·ч); энтропия удельная, кДж/(кг·К); толщина стенки трубопровода, мм
T	Температура абсолютная, К; время, с, ч; ч/год; лет
t	Температура, °С
V	Объем, м³; л; объемный расход, пропуск среды за единицу времени, м³/с; м³/сут
v	Удельный объем, л/кг; м³/кг; м³/т
W	Мощность (электрическая), Вт; кВт; МВт; ГВт
x	Коэффициент холостого расхода пара, тепла, % (безразмерный); паросодержание пароводяной смеси, %
y	Коэффициент недовыработки мощности (безразмерный)
z	Общее число ступеней регенеративного подогрева воды, агрегатов электростанции, энергоблоков
α	Доля отбора пара, отпуска тепла из отборов турбины; коэффициент теплового удлинения и расширения (безразмерный); коэффициент теплоотдачи, кДж/(м²·ч·К); Вт/(м²·К); кВт/м²·К
β	Доля отпуска тепла внешним потребителям (безразмерная); доля использования (потери) продувочной воды парогенератора (безразмерная)
γ	Удельный вес, Н/м³; кН/м³; МН/м³
δ	Относительный предел охлаждения воды, °С
Δ	Общий подогрев воды в нескольких регенеративных подогревателях, кДж/кг; температурный перепад, напор, °С
Δp	Повышение давления (насосом), Па; кПа; МПа
Δt	Повышение температуры, °С

Обозначение	Наименование величины
Δi	Повышение энтальпии, кДж/кг
ε	Характеристика теплообменника (безразмерная); доля отпуска тепла промышленному потребителю
ζ	Коэффициент трения, местного гидравлического сопротивления (безразмерный)
η	Коэффициент полезного действия, % (или безразмерный)
δ, ϑ	Недогрев воды; остаточный перегрев пара; избыточная температура дренажа, °C (ϑ), кДж/кг (ϑ)
θ	Температура воздуха (по сухому термометру), °C
λ	Коэффициент теплопроводности, кДж/(м·ч·К)
ξ	Коэффициент ценности тепла (безразмерный)
Π	Знак произведения
ρ	Коэффициент резерва (безразмерный); удельная (массовая) плотность вещества, удельная насыпная масса, кг/л; кг/м³; т/м³
σ	Механическое напряжение (в металле), Па; кПа; МПа
Σ	Знак суммы
τ	Подогрев воды, кДж/кг; температура воздуха (по смоченному термометру), °C; напряжение кручения, Па; кПа; МПа
φ	Относительная влажность воздуха, %; коэффициент прочности сварного шва трубопровода (безразмерный)
Ω	Коэффициент отключаемой мощности (безразмерный)
ω	Доля электрической мощности (безразмерная)
З	Расчетные затраты, руб., руб/год
з	Удельные расчетные затраты, руб/(кВт·год); коп/(кВт·ч)
И	Издержки производства (годовые эксплуатационные расходы), руб/год
и	Удельные издержки производства (себестоимость энергии), коп/(кВт·ч); руб/(кВт·год)
К	Капитальные вложения, руб.
к	Удельные капиталовложения, руб/кВт
М	Машино-часы
Э	Выработка, отпуск электрической энергии, кВт·ч; кВт·ч/г; МВт·ч; МВт·ч/г
э	Удельная выработка, потребление электроэнергии, кВт·ч/кг; кВт·ч/т; кВт·ч/ГДж; относительное потребление электроэнергии, мощности, % (или безразмерное)

Индексы при буквенных обозначениях величин

Индекс	Значение индекса
а	Адиабатный (изоэнтропный); абсолютный
бр	Брутто
в	Вода, воздух, верхний, входной
вн	Внешний
вт	Внутренний
г	Годовой, газ, геометрический (геодезический), генератор, горячий
д	Добавочный, дренаж, деаэратор
и	Испарение
к	Конечный, концевой, конденсационный, конденсат, конденсатный, крутящий (момент)
м	Максимальный, максимально длительный, механический, местный (сопротивление)
н	Нормальный, насыщенный, нижний, низший, нетто, нагнетание (напор), надстройка
нар	Наружный
	Отпускаемый, относительный, обратный, очищенный (химически), охлаждающий
от	Отопление
п	Пар, потребитель (тепловой промышленный, производственный), противодавление, подающий, подогрев, подогреватель, перегрев, промежуточный, питательный, привод, пиковый, пристройка (высоких параметров), подпиточная (вода)
пг	Парогенератор
пе	Перегретый, первичный
пп	Промежуточный (вторичный) перегрев
пр	Продувка
р	Радиация (солнечная), раздельный, редуцированный, расчетный
раб	Работающий (рабочий агрегат) энергоблок
рез	Резервный
с	Суточный, ступень, сопротивление (гидравлическое), собственный (расход энергии), станция, сетевой
т	Тепловая энергия; топливо, тепловой, теплофикационный, турбинный
тп	Тепловой потребитель
тр	Трубопровод, транспорт (тепла), трение
у	Условный, уплотнения, установка
уст	Установленный
ут	Утечка
ф	Фазовый (переход вещества)
х	Химический, холодный
ц	Циркуляционный
э	Электрический, энергетический, эквивалентный
э	Относимый к электроэнергии
e	Эффективный
i	Внутренний
r	Регенеративный
t	Термический
z	Последний (отбор пара из турбины)
Δ	Дополнительный (цикл, установка)
0	Нулевой, начальный

Условные обозначения энергетических установок, оборудования и их элементов (в тексте, на рисунках, в индексах)

Обозначение	Наименование
АЭС	Атомная электростанция
АКЭС	Атомная конденсационная электростанция
АТЭЦ	Атомная ТЭЦ
Б	Бак, бачок
БРОУ	Быстродействующая редукционно-охладительная установка
ВЭ	Водяной экономайзер
Г	Генератор (электрический)
ГАЭС	Гидроаккумулирующая электростанция
ГЭС	Гидроэлектростанция
ГО	Газоохладитель
ГТС	Газотурбинная электростанция
ГТУ	Газотурбинная установка

Обозначение	Наименование
ГРЭС	Государственная районная электростанция
Д	Деаэратор
Др	Дроссельный клапан
Е	Парогенератор барабанный (с естественной циркуляцией)
З	Задвижка
И	Испаритель
К	Котел водогрейный, конденсатор, турбина конденсационная
К	Клапан
КО	Конденсационная турбина с регулируемым отбором пара
КЭС	Конденсационная электростанция
МЗ	Машинный зал
МХ	Мазутное хозяйство
Н	Насос
О	Отбор пара из турбины (регулируемый); охладитель
ОК	Обратный клапан
П	Промышленный, производственный отбор пара из турбины
ПВД; ПНД	Подогреватель регенеративный (высокого, низкого давления)
ПГ	Парогенератор
П; Р	Турбина с противодавлением
ПГС	Парогазовая электростанция
ПГУ	Парогазовая установка, парогенераторная установка
ПЕ	Пароперегреватель (первичный)
П	Подогреватель (регенеративный, сетевой))
ПП	Промежуточный перегреватель, паропреобразователь
ПТ	Паровая турбина; теплофикационная турбина с промышленным и отопительным отборами пара
Р	Расширитель, редуктор
РОУ	Редукционно-охладительная установка
РУ	Редукционная установка; раздельная установка
С	Сепаратор; сеть тепловая
Т	Турбина, теплофикационный (отопительный) отбор пара из турбины
ТП	Турбопривод
ТР	Трубопровод
ТУ	Турбинная установка
ТЭС	Тепловая электрическая станция
ТЭЦ	Теплоэлектроцентраль
У	Уплотнения (турбины, насоса)
Ц	Цилиндр турбины; ЦВД; ЦСД, ЦНД — цилиндр высокого, среднего, низкого давления турбины
ЦПЗ	Центральный пылезавод
Ч	Часть (турбины); ЧВД, ЧСД, ЧНД — часть высокого среднего, низкого давления турбины
Э	Эжектор
ЭП	Электропривод
ЭС	Электрическая станция

ПРИЛОЖЕНИЕ III

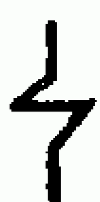
ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ



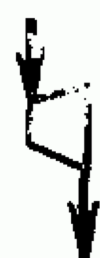
Парогенератор барабанного типа (с естественной циркуляцией)



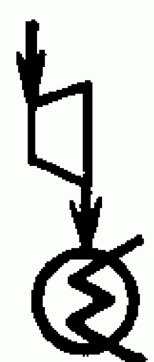
Парогенератор прямоточный



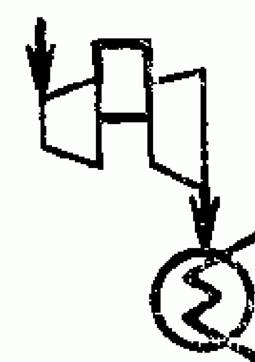
Пароперегреватель, первичный, промежуточный; водяной экономайзер



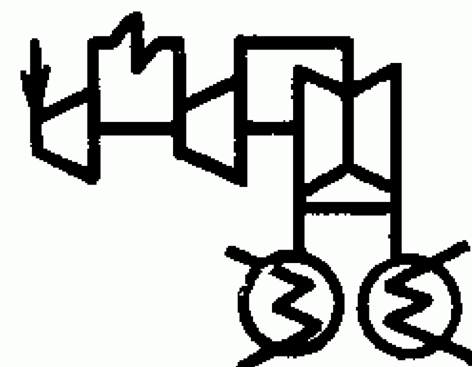
Паровая турбина с противодавлением



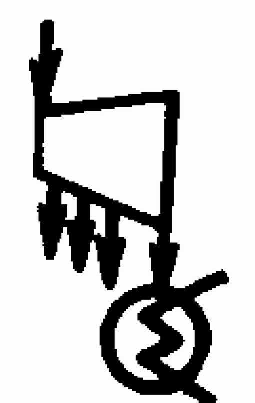
Паровая турбина с конденсацией одноцилиндровая



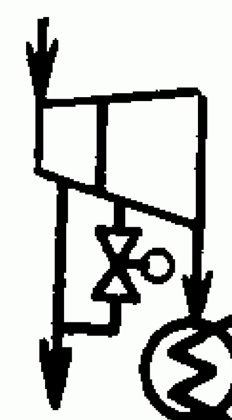
Паровая турбина с конденсацией, двухцилиндровая с однопоточным ЦНД



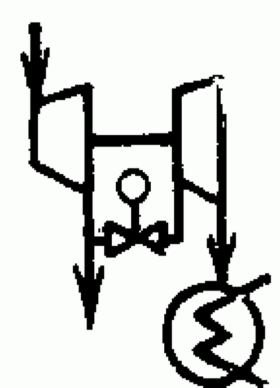
Паровая турбина с конденсацией трехцилиндровая, с промежуточным перегревом пара, с двухпоточным ЦНД

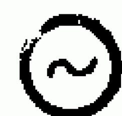


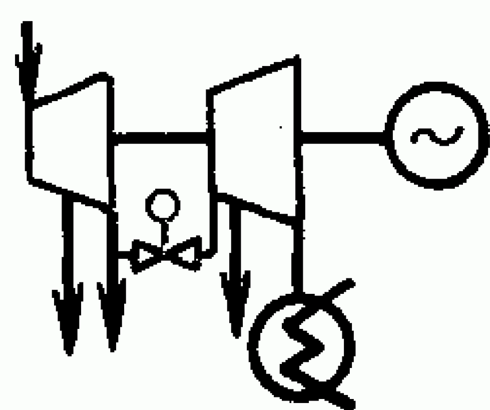
Паровая турбина с конденсацией и регенеративными отборами пара

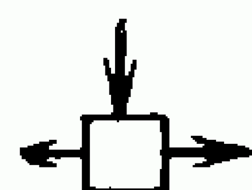


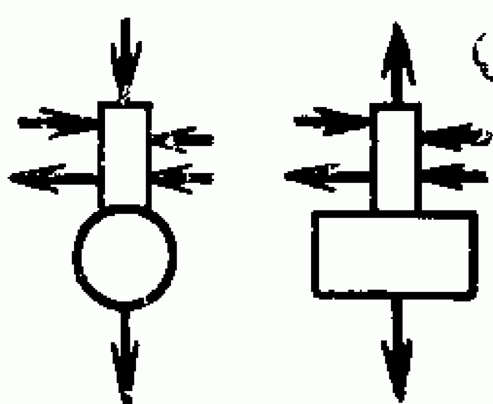
Паровая турбина с конденсацией и регулируемым отбором пара, одноцилиндровая

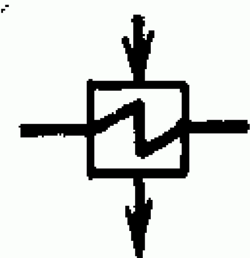
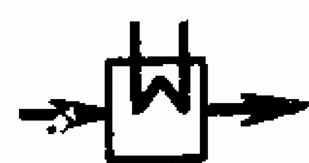

Паровая турбина с конденсацией и регулируемым отбором пара, двухцилиндровая

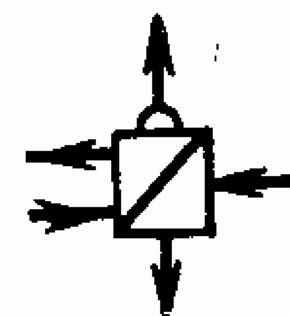

Электрический генератор

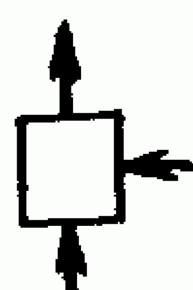

Турбоагрегат, состоящий из двухцилиндровой турбины (с конденсацией, регенеративными и регулируемыми отборами пара) и электрического генератора

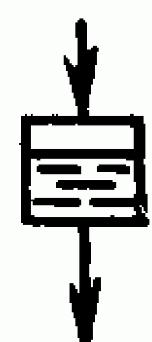

Смешивающий (контактный) подогреватель


Деаэратор с баком

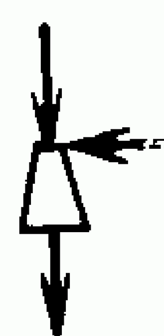


Поверхностный теплообменник; пароводяной, водо-водяной подогреватель; пароохладитель

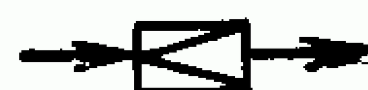

Испаритель (поверхностный), паропреобразователь

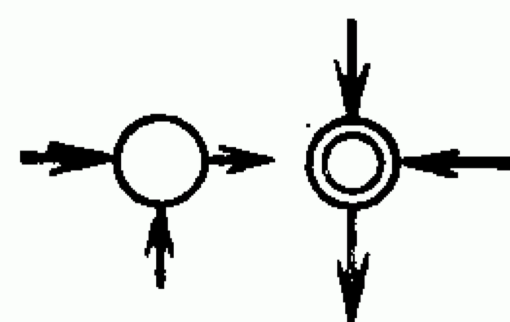

Расширитель (сепаратор) продувочной воды парогенератора, горячего дренажа, расширительный бачок

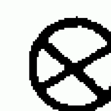

Бак (дренажный, химически очищенной воды и т. д.)


Насос центробежный

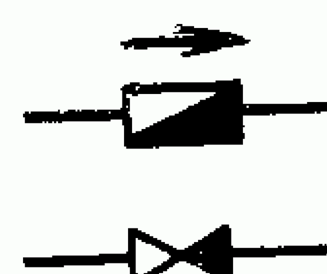

Струйный насос (эжектор)

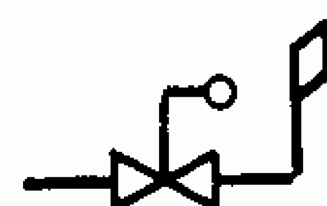

Редуктор (дроссельный клапан)

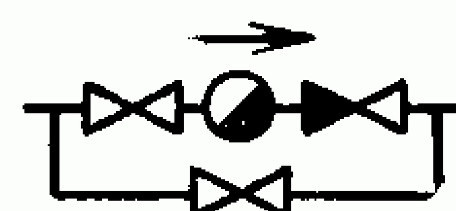

Пароохладитель

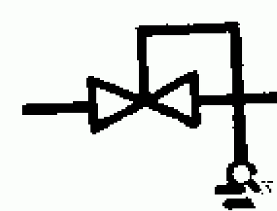

Тепловой потребитель


Вентиль, задвижка

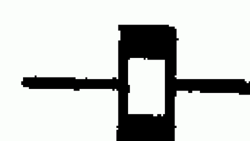

Обратный клапан


Предохранительный клапан с выхлопной трубой


Конденсатоотводчик


Регулятор питания (уровня)


Дроссельная шайба


Диафрагма

Трубопроводы свежего пара

Паропроводы давлением больше 20 МПа

Паропроводы низкого давления (отборы и др.)

Трубопроводы «горячего» промперегрева

Трубопроводы «холодного» промперегрева

Паровоздушная смесь

Трубопроводы питательной воды

Конденсатопроводы

Трубопроводы сырой воды

Трубопроводы сетевой воды

Трубопроводы растопочные

Трубопроводы обессоленной воды

Трубопроводы дренажные

Клапан регулирующий

Измерительное устройство расхода среды

Впрыск воды

Дросселирующее устройство

Арматура вакуумная

Предохранительный клапан

Электропривод

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматизированная система управления (АСУ) 386
Активная зона атомного реактора 421, 425
——— пруда-охладителя 295
Амортизационные отчисления 406
Арматура трубопроводов 254

Б

Багерные насосы 352, 357
Баланс паровой конденсационной турбины 176
— питательной воды 176
— тепла энергоблока 19
— энергетический турбоустановки 186
Батарейные циклоны 331
Береговая насосная 293
БРОУ 377
Бункера пыли 230
— угля 313

В

Вагоноопрокидыватель 312
Вакуум 59, 289
Водоподготовка 233
Выбор вспомогательного оборудования 226, 232
- - парогенераторов электростанции 223
— площадки электростанции 362
— турбоустановок электростанции 224
Выработка электроэнергии па базе теплового потребления 28

Г

Генеральный план электростанции 364—371
Гидравлическая нагрузка градирен 298
Гидроаппарат Москалькова 352
Годовая выработка электроэнергии 409
Годовые эксплуатационные издержки 406
Горячее водоснабжение 126
ГОЭЛРО, план 6
Градирни башенные 299
— — капельные 299
— — пленочные 299
— вентиляторные 300
— радиаторные 301
График отопительно-бытовой нагрузки 12
— отпуска тепла 123
— температурный сетевой воды 126, 204
— электрической нагрузки 9—11
Грейферный кран 320

Д

Деаэратор 135, 198
— вакуумный 138
Деаэраторные баки 137
Деаэрация 134
— питательной воды в конденсаторе турбины 140
— термическая 116
Диаграммы режимов 158, 161
Дренажные насосы регенеративных подогревателей 70
Дробильные устройства 317
Дубль-блок 223, 253
Дымовые трубы 342

З

Замедлитель нейтронов АЭС 419
Замыкающие затраты на тепловую энергию 411
— — на топливо 410
——— электроэнергию 411
Золоудаление 347
— гидравлическое 348
— гидропневматическое 354
— пневматическое 359
Золошлакоотвалы 304, 360
Золошлакопроводы 353

И

Изоляция трубопроводов 256
Испарители 116
Испарительное охлаждение воды 296
Испарительные установки 108, 197
— — многоступенчатые 115, 120
Использование установленной мощности 400

К

Кавитация 227
Капитальные вложения 407
Компоновка главного корпуса АЭС 425
— — — газотурбинной электростанции 414
— — — парогазовой электростанции 417
— — — паротурбинной электростанции 258—288
— электрофильтров 341
Компенсаторы трубопроводов 251
Конечная влажность пара в турбине 44
Конденсат внешних потребителей 105
Конденсатные насосы 228
Конденсационные электростанции 13
Концентрация наземных вредных примесей в воздухе 329
— — — -- фоновая 330
Коэффициент аварийности 17
— готовности 17
— изменения мощности 186
— использования установленной мощности электростанции 13
— недовыработки мощности 29
— полезного действия абсолютный электрический турбоустановки 22, 395
— — — брутто 20
— — — внутренний относительный турбины 21

Коэффициент полезного действия механический турбины 21
— — надстройки 55—56
— — нетто 21
— — парогенератора 20, 24, 153, 395
— — транспорта тепла 20, 154, 183, 202
— — турбоустановки 20, 151, 182, 202, 395
— — — — с регенеративным подогревом воды 65
— — — электрического генератора 22
— — электростанции 20, 117, 154, 202
— резерва 13
— холостого расхода пара на турбину 147
- - ценности тепла 186
— штатный 407
— энергетический отбираемого пара 36
— — цикла с промежуточным перегревом пара 46
Кратность охлаждения конденсатора 289

Л

Ленточные конвейеры 315
Линии электропередачи 5

М

Мазутное хозяйство 322
Машино-часы, число 400
Мельницы угольные молотковые 229
— — шаровые барабанные 229
Мокропрутковые золоуловители 333
— — с трубами Вентури 333
.Моноблок 223, 253
Мощность двигателей питательных насосов 143
— полная (поминальная) 22
-- привода тяго-дутьевых машин 232
— рабочая 215
— резервная 215
— тепловой электростанции 15
— установленная 216
— экономическая 22

Н

Нагрузка осветительно-бытовая 9
— промышленная 9
— промышленно-тепловая 1 1
— электрическая 9
Надежность работы агрегатов 219
— трубопроводов 252
Надстройка высоких параметров 55
Напряжение изгиба 246
— кручения 247
— «приведенное» 246
— «эквивалентное» 247
Недогрев воды в поверхностных подогревателях 95, 164

О

Опоры трубопроводов 257
Оросительное устройство градирни 298
Отбор пара регулируемый 29, 129
Относительный (удельный) прирост расхода пара 147
Отопительная нагрузка 122
— характеристика здания 123
Отпуск пара 119—122
— тепла для отопления 122
— — регулирование качественное 126
— — — количественное 126
Охладители дренажа 74
— пара 83
— — встроенные 83, 85
— — выносные 84, 86
Охрана водного бассейна 304

П

Параметры пара начальные 14, 38, 39. 57
— — промперегрева 45, 50
— — «сопряженные» 45
Паропреобразователи 121
Паропроводы главные 235, 243
Персонал электростанции 393
Пиковые водогрейные котлы 133
Подогрев воды в насосе 195
— воздуха отборным теплом турбины 98, 101
— сетевой воды 127
Показатели режимов электрического потребления 12
— теплового потребления 12
— электростанции с разомкнутой системой пылеприготовлепия 98, 102
Потери давления в трубопроводах 245
— пара и конденсата 103
Предвключенные турбины 56
Привод питательного насоса турбинный 143, 195
— --- -•- электрический 142
Продувка парогенератора непрерывная 106
Пропуск пара вентиляционный через ЧНД турбины 185
Пуск энергоблока 376, 379
Пылеприготовлсние, системы 230

Р

Разгрузочные устройства топливоподачи 311, 324
Раздельная установка отпуска тепла 34, 37
Размораживающие устройства топливоподачи 311
Распределение нагрузки между энергоблоками 372
— регенеративного подогрева воды по ступеням на КЭС 75
— — ТЭЦ 88
Расход пара па турбину 200
— — на деаэратор 112
-- — — испаритель 141
— тепла на конденсационную турбоустановку 20, 23, 202, 394
— — — — — с промперегревом пара 26, 182
— -- — теплофикационную турбоустановку 209, 397
— — — — — с противодавлением 28
— топлива годовой 406
Расчет принципиальной тепловой схемы электростанции 175
— самокомпенсации трубопроводов 248

Расчетная температура наружного воздуха 124
Расчетные затраты 17, 405
Расширительные установки 106
Реактор ядерный 419
— — водоводяной 420
— — на быстрых нейтронах (бридер) 419
— — — тепловых нейтронах 419
— •— уран-графитовый 420
Регенеративный отбор пара 63
— подогрев питательной воды 60—97
— подогреватель 62, 89
— — поверхностный 62, 63, 69, 70, 89
— — смешивающий 62, 69, 92
Резерв 215, 217
— аварийный 216
— вращающийся 216
— ремонтный 216
Ремонт оборудования 391
— — капитальный 392

С

Самокомпенсация трубопроводов 247
Себестоимость электроэнергии 405, 409
Сероочистка дымовых газов 341
Сетевая подогревательная установка 131, 197
Сетевые подогреватели 131
Системы водоснабжения 290
— — с брызгательными устройствами 292, 301
— — — градирнями 292, 298
— — — прудами-охладителями 291, 295
— — прямоточные 291, 292
Скорость среды в трубопроводах 245
Собственный расход электроэнергии 21, 395, 397
Схемы автоматизированных систем управления тепловыми процессами 385
— включения деаэраторов 140
— — питательных насосов 142
— — сетевых подогревателей 130
— водоснабжения систем золоудаления 361
— газотурбинных установок 412
— испарительных установок 109, 113, 115
— очистки замазученных вод 305
— парогазовых установок 416
•— полные (развернутые) электростанции 234—241
— принципиальные тепловые КЭС 167—174
— — — ТЭЦ 203
— промперегрева пара 49
— пусковые энергоблоков 378, 380—382
— регенеративного подогрева воды 69
— тепловой сети 125
— — — закрытые 125
— — — открытые 125
— тепловые АЭС 420
— — МГД-установки 428
— топливоподачи 308, 323, 328
— управления электростанцией 393

Т

Температура питательной воды 96
Тепловыделяющие элементы (твэлы) АЭС 419, 420
Теплоноситель ядерного реактора 420
Теплофикация 8, 118
Теплоэлектроцентраль 8, 51, 54, 86
Топливо ядерное 418
Топливное хозяйство 307
Топливные склады 318, 325
Топливно-энергетическое хозяйство 5
Трубопроводы электростанции 243

У

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении 28
— стоимость установленного киловатта 408
Удельные капиталовложения 405, 407
— расчетные затраты 405, 410
Удельный расход пара на турбину 23, 201
— — тепла на турбоустановку 23, 201
— — — — электростанцию 24,183
— — условного топлива 202, 210, 396, 398

Х

Характеристика золы 330
— паровая конденсационной турбины 146
— — теплофикационной турбины 154, 160
— тепловая конденсационной турбины 149
— — теплофикационной турбины 157, 162
— теплообменников 163—167
— топлива 310, 322
— шлака 353

Ц

Центральный пылезавод 99, 230
Цикл газотурбинных установок 412
— перегретого пара 41
— Ренкина 40
— топливный АЭС 419

Э

Электрификация 6, 7
Электрические станции атомные 4, 418—427
— — газотурбинные 411
— — геотермальные 4
— — гидравлические 4
— — парогазовые 415
— — паротурбинные 2
— — с МГД-генераторами 4, 428
Электронные вычислительные машины 188, 383
Электрофильтры 334
Энергетика мира 5
Энергетические показатели годовые 399
— ресурсы 6
— системы 5
Энергетическое уравнение 181
— хозяйство 5
Эрлифты 354